

**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA**

**SCUOLA POLITECNICA**

**DIME**

**Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica,  
Gestionale e dei Trasporti**



**DOTTORATO DI RICERCA IN: INGEGNERIA DELLE  
MACCHINE E DEI SISTEMI PER L'ENERGIA,  
L'AMBIENTE E I TRASPORTI**

**Analisi e criteri progettuali per compressori centrifughi  
dotati di Ported Shroud**

*Curriculum: Ingegneria delle macchine e dei sistemi per l'energia, l'ambiente e  
la propulsione XXXIII Ciclo*

**Tutor:**

Chiar.<sup>mo</sup> Prof. Ing. Carlo Cravero

**Allievo:**

Ing. Philippe Joe Leutcha

Maggio 2021



## **Ringraziamenti**

Voglio ringraziare innanzitutto il Professore Carlo Cravero per avermi dato la possibilità di seguire questo bellissimo percorso e di imparare molto. Ringrazio anche tutti i miei colleghi che mi hanno permesso di imparare delle cose per la realizzazione di questa tesi di dottorato: Davide Marsano e Gabriele Milanesi. Vorrei ringraziare tutti quelli che hanno permesso all'ambiente di lavoro di essere molto vivace e stimolante.

Ringrazio tanto la mia famiglia per avermi sostenuto e incoraggiato questi tre anni, in particolare modo mia moglie, per aver sopportato la mia assenza nella nostra relazione in molte sere quando mi portavo del lavoro a casa.

Grazie a tutti i miei amici per avermi dato la forza per arrivare a questo traguardo.

# Abstract

In road applications, a centrifugal compressor is often required to work in conditions other than optimal because of the various operating conditions it is subjected to. In addition to its main performance (efficiency and pressure ratio), the centrifugal compressor must have a wide stable operating range. Among the different techniques used to extend the operating range of the compressor is the ported shroud that will be the subject of our study.

Ported shroud is a technique frequently adopted in the design of compressors for automotive turbochargers. Its operating principle consists, during low-flow operation, in recirculating the swirling structures from the casing (shroud) of the impeller towards the entrance of the stage in order to release a fraction of the main flow by eliminating instability in the region of the impeller tip. The challenge for designers is to create a recirculation cavity configuration that widens the compressor's operating range, minimizing the impact on efficiency. However, the early stages of design of the recirculation cavity rely mostly on results from expensive CFD executions, and therefore require excessive computational resources.

The aim of this Phd thesis is the development of an analytical model that allows to predict the effect of a given cavity on a known centrifugal compressor without the use of other calculations made with the CFD. The results obtained by the model were compared with the CFD data of a centrifugal compressor equipped with ported shroud. It has been shown that the model allows to predict the effect of the cavity to be applied on a known centrifugal compressor with an acceptable margin of error in the points close to the stall. In addition, having two cavities available, it was possible to choose the cavity that has the greatest advantage in extending the field of the compressor thanks to the analytical model developed. This conclusion was confirmed by comparison of the field of operation.



## Sommario

Nelle applicazioni stradali, un compressore centrifugo per la sovralimentazione si trova spesso a dover lavorare in condizione diverse da quelle ottimali a causa delle varie condizioni operative a cui esso è sottoposto. Oltre alle sue principali prestazioni (rendimento e rapporto di pressione), al compressore centrifugo occorre avere un ampio campo di funzionamento stabile. Tra le diverse tecniche impiegate per estendere il range operativo del compressore esiste il ported shroud che sarà l'oggetto del nostro studio.

Il ported shroud è una tecnica frequentemente adottata nella progettazione di compressori per turbocompressori automobilistici. Il suo principio di funzionamento consiste, durante il funzionamento a bassa portata, nel ricircolare le strutture vorticosi dall'involucro (shroud) della girante verso l'ingresso dello stadio in modo da liberare una frazione del flusso principale eliminando l'instabilità nella regione della punta della girante. La sfida posta ai progettisti è di creare una configurazione della cavità a ricircolo che allarga il campo operativo del compressore, minimizzando l'impatto sull'efficienza. Tuttavia, le prime fasi di progettazione della cavità di ricircolo si affidano per lo più ai risultati da costose esecuzioni CFD, e quindi necessitano eccessive risorse computazionali. In letteratura, c'è una carenza di metodi che consentono di prevedere l'effetto di una cavità accoppiata ad un compressore con poche risorse computazionale.

La presente tesi di Dottorato di Ricerca ha come scopo lo sviluppo di un modello analitico che consente di prevedere l'effetto di una determinata cavità su un compressore centrifugo noto senza l'uso di altri calcoli fatti con la CFD.

I risultati ottenuti mediante il modello sono stati confrontati con i dati CFD di un compressore centrifugo dotato di ported shroud. Si è visto che il modello permette di prevedere l'effetto della cavità da applicare su un compressore centrifugo noto con un margine di errore accettabile nei punti vicini allo stallo. Inoltre, avendo a disposizione due cavità, si è potuto scegliere la cavità che porta maggiore vantaggio nell'estendere il campo del compressore grazie al modello analitico sviluppato. Tale conclusione è stata confermata dal confronto del campo operativo ottenuto mediante calcoli CFD dei compressori ported shroud dotati delle due cavità.

# Indice

<b>Ringraziamenti .....</b>	<b>3</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>4</b>
<b>Sommario .....</b>	<b>5</b>
<b>Indice .....</b>	<b>6</b>
<b>Equazioni.....</b>	<b>8</b>
<b>Figura.....</b>	<b>10</b>
<b>Introduzione .....</b>	<b>15</b>
<b>Capitolo 1: Limiti di stabilità nei compressori centrifughi .....</b>	<b>17</b>
1.1 Stallo nelle turbomacchine .....	17
1.2 Stallo rotante nei compressori assiali .....	23
1.3 Lo stallo rotante nei compressori centrifughi .....	27
1.3.1 Descrizione di un compressore centrifugo e proprietà fluidodinamiche .....	27
1.3.2 Separazione degli strati limite e flussi secondari .....	30
1.3.3 stallo inducer .....	35
1.3.4 Stallo impeller (nella girante) .....	36
1.4 Surge .....	43
Bibliografia.....	44
<b>Capitolo 2: Tecniche di estensione del campo operativo dei compressori.....</b>	<b>47</b>
2.1 Tecnica della geometria variabile del compressore.....	48
2.1.1 Geometria variabile applicata all'ingresso (IGV).....	48
2.1.2 Geometria variabile applicata al diffusore.....	52
2.2 Tecniche a geometria fissa del compressore .....	53
2.2.1 Metodi di controllo attivo .....	54
2.2.2 Metodi di controllo passivo .....	55
Bibliografia.....	59
<b>Capitolo 3: Piattaforma di simulazione CFD.....</b>	<b>62</b>
3.1 Modello RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations).....	63
3.2 Modelli di turbolenza .....	65
3.2.1 Modello K- $\epsilon$ .....	65
3.2.2 Modello K- $\omega$ .....	66
3.2.3 Modello K- $\omega$ SST .....	67
3.3 Ambiente computazionale .....	67
3.3.1 Pre-processing .....	68
3.3.2 Il solutore (Solver).....	69
3.3.3 Post-processing.....	69
Bibliografia:.....	70
<b>Capitolo 4: Descrizione del modello di compressore analizzato.....</b>	<b>71</b>
4.1 Geometria .....	71
4.2 Generatore della griglia di calcolo.....	74
4.3 Modello di calcolo con diverse opzioni.....	79
4.3.1 Interfaccia .....	80

4.4 Modelli realizzati .....	81
4.4.1 Modello tridimensionale stazionario (Fully 3D steady) .....	81
4.4.2 Modello semplificato (Simple model) .....	83
4.4.3 Model instazionario (unsteady) .....	84
<b>Capitolo 5: Analisi del flusso in diverse condizioni di funzionamento ed effetto del ported shroud non palettato.....</b>	<b>86</b>
5.1 Analisi prestazionale dei compressori .....	86
5.2 ANALISI APPROFONDITA DELLA STRUTTURA DI FLUSSO .....	91
5.3 Verifica limite di stabilità ported shroud con modello 3D completo .....	98
<b>Bibliografia.....</b>	<b>105</b>
<b>Capitolo 6: Sviluppo di un modello per caratterizzare l'effetto del ported shroud non palettato su una configurazione di compressore radiale.....</b>	<b>106</b>
6.1 Sviluppo del modello.....	106
6.2 Messa a punto del modello .....	108
6.2.1 Sezione 2 .....	111
6.2.2 Sezione 3 .....	112
6.2.3 Sezione A .....	116
6.2.4 Calcolo della portata di flusso ricircolato nella cavità.....	118
6.2.5 Calcolo della velocità tangenziale nella sezione A.....	120
6.3 Validazione del modello .....	128
6.4 Applicazione del modello su cavità diversa .....	129
<b>Capitolo 7: Analisi dell'effetto di configurazioni di ported shroud palettati sulle prestazioni del compressore centrifugo .....</b>	<b>135</b>
<b>Capitolo 8: CONCLUSIONE .....</b>	<b>140</b>
<b>Nomenclatura e simboli .....</b>	<b>141</b>
Apici e pedici.....	141

## Equazioni

(1.1) .....	30
(1.2) .....	31
(1.3) .....	33
(1.4) .....	33
(1.5) .....	33
(1.6) .....	33
(1.7) .....	34
(1.8) .....	40
(1.9) .....	41
(1.10) .....	41
(1.11) .....	41
(1.12) .....	42
(3.1) .....	62
(3.2) .....	62
(3.3) .....	62
(3.4) .....	62
(3.5) .....	62
(3.6) .....	63
(3.7) .....	63
(3.8) .....	63
(3.9) .....	64
(3.10) .....	64
(3.11) .....	64
(3.12) .....	64
(3.13) .....	65
(3.14) .....	65
(3.15) .....	66

(3.16) .....	66
(3.17) .....	66
(3.18) .....	66
(4.1) .....	84
(5.1) .....	86
(5.2) .....	86
(5.3) .....	88
(5.4) .....	99
(6.1) .....	110
(6.2) .....	111
(6.3) .....	112
(6.4) .....	112
(6.5) .....	114
(6.6) .....	116
(6.7) .....	121
(6.8) .....	121
(6.9) .....	121
(6.10) .....	126

## Figura

Figura 1.1 Propagazione dello stallo nei canali palari .....	19
Figura 1.2: Curva caratteristica di un compressore .....	20
Figura 1.3: Stallo rotante visto su compressore assiale .....	21
Figura 1.4: Evoluzione di stallo rotante in un canale di impeller con splitter .....	22
Figura 1.5: stallo di una pala dell'impeller .....	24
Figura 1.6: (A) Stallo progressivo, (B) Stallo improvviso .....	25
Figura 1.7: turbocompressore centrifugo .....	27
Fig. 1.8 – Componenti di un compressore centrifugo e triangoli di velocità all'ingresso e uscita del rotore .....	28
Figura 1.9: Girante centrifuga .....	29
Fig. 1.10: Tipologie di impeller e relativi triangoli di velocità .....	29
Figura 1.11: Distribuzioni di p e w perpendicolari al lato in pressione di una pala (a sinistra) ed alla superficie dell'hub di un impeller (a destra) .....	31
Figura 1.12: Distribuzioni di p e w perpendicolari al lato in depressione di una pala (a sinistra) ed alla superficie dello shroud di un impeller (a destra) .....	32
Figura 1.13: piano meridiano .....	33
Figura 1.14: piano blade to blade .....	34
Figura 1.15: Separazione del flusso nell'inducer .....	36
Figura 1.16: Separazione di flusso in un impeller centrifugo dovuto ai flussi secondari .....	37
Figura 1.17: Variazione della velocità di uscita impeller dovuto a perturbazioni circonferenziali (Tsujimoto 1994)[28] .....	38
Figura 1.18: Contours di rapporti dei raggi del diffusore (Moore, 1986)[29] .....	39
Figura 1.19: Geometria di un diffusore non palettato .....	40
Figura 1.20: modello di stabilità del diffusore non palettato (Jansen, 1964) .....	41
Figura 1.21: Angolo critico in ingresso del diffusore non palettato (Senoo 1977)[32] .....	42
Figura 2.1: esempio di mappa di compressore con limiti caratteristici della tecnica di prevenzione .....	47
Figura 2.2: Modifica della struttura di flusso secondo il tipo IGV installato .....	48
Figura 2.3: Triangoli di velocità con l'impatto del VIGV con angolo positivo .....	50
Figura 2.4: Impatto dell'IGV sul rapporto di pressione .....	51
Figura 2.5: Configurazione della RGV .....	51
Figura 2.6: Funzionamento di un generatore di turbolenza .....	52
Figura 2.7: Compressore a diffusore palettato con palette variabili .....	53

Figura 2.8: Ported shroud sviluppato da Fischer .....	56
Figura 2.9: Esempi di J-Grooves montati al livello della girante.....	57
Figura 3.1: Decomposizione di una grandezza turbolenta .....	64
Figura 3.2: Dominio di applicazione della CFD .....	68
Figura 3.3: le varie fasi della simulazione con il software Ansys .....	68
Figura 4.1: Geometria di un compressore con ported shroud .....	71
Figura 4.2: Vista del ported shroud nel piano XZ .....	72
Figura 4.3: Geometria di una compressore Baseline .....	73
Figura 4.4: Vista del baseline sul piano meridiano XZ .....	73
Figura 4.5: Configurazione del canale palare nell'ambiente TurboGrid.....	75
Figura 4.6: geometria della pala nell'ambiente TurboGrid .....	75
Figura 4.7: Layers utilizzati per la costruzione della mesh dell'impeller .....	76
Figura 4.8: Mesh dell'impeller .....	77
Figura 4.9: Mesh completa Impeller + outlet+ una parte dell'inlet.....	77
Figura 4.10: Griglia di calcolo per compressore baseline .....	78
Figura 4.11: Mesh di calcolo del compressore ported shroud .....	79
Figura 4.12: Modello fully 3D del compressore con Ported shroud .....	82
Figura 4.13: modello fully 3D di un compressore baseline.....	83
Figura 4.14: Simple model di un compressore baseline.....	84
Figura 5.1: confronto delle prestazioni tra il compressore baseline e quello ported shroud ....	87
Figure 5.2: Linee di flusso nel compressore in vari punti del suo range operativo quando lavora con (2.A) e senza la cavità (2.B) .....	88
Figura 5.3: Distribuzione della portata circolante nella cavità durante il funzionamento del compressore .....	89
Figura 5.4: Distribuzione della pressione totale all'ingresso e uscita della cavità del ported shroud .....	90
Figura 5.5: andamento della portata che attraversa la cavità del compressore ported shroud in tutti gli isogiri .....	90
Figura 5.6: Impatto del ported shroud sul campo di moto nel canale dell'impeller.....	91
Figura 5.7: Confronto della distribuzione della velocità meridiana posizionandosi vicino al leading edge quando il compressore opera nel punto di best efficiency (sinistra) e punto di funzionamento vicino al surge (destra). ....	92
Figura 5.8: Illustrazione della zona di ricircolo del flusso .....	93
Figura 5.9: Contour della velocità streamline nel piano meridionale per un punto di funzionamento prossimo allo stallo .....	94

Figura 5.10: andamento della velocità tangenziale assoluta ( $C_{th}$ ) al leading edge della pala di un compressore baseline in due punti operativi distinti .....	94
Figura 5.11: Confronto delle velocità tangenziale assoluta tra baseline e ported shroud tra l'hub e lo shroud del canale posto al leading edge della pala.....	95
Figura 5.12: Distribuzione della pressione totale a leading edge della pala dei compressori ..	96
Figura 5.13: Distribuzione da mozzo a cassa del numero di Mach assoluto del flusso posizionandosi al leading edge .....	96
Figura 5.14: Carico palare dei punto di best efficiency e near surge per 3 altezze nel canale palare (50%, 85% e 95% di span).....	98
Figura 5.15: Confronto per l'angolo di flusso assoluto tra Simple model e fully 3D all'ingresso del diffusore .....	99
Figura 5.16: Confronto tra i dati provenienti da calcoli instazionari e quello stazionario completo .....	100
Figura 5.17: Criterio di instabilità applicato in vari instanti di funzionamento del ported shroud .....	101
Figura 5.18: confronto relativo all'angolo di flusso assoluto in vari punti operativi .....	102
Figura 5.19: Confronto del campo di velocità in due punti operativi.....	102
Figura 5.20: Confronto dell'angolo di flusso assoluto tra i punti in mezzzeria del range operativo .....	103
Figura 5.21: Confronto dell'angolo di flusso assoluto tra i punti estremi del campo di funzionamento stabile.....	104
Figura 6.1: Distribuzione della velocità meridiana lungo le linee di flusso per due punti di funzionamento nel condotto di adduzione del compressore.....	107
Figura 6.2: Distribuzione della velocità tangenziale lungo le linee di flusso per i due punti operativi scelti nel condotto di adduzione del compressore .....	107
Figura 6.3: Zona di influenza della struttura di flusso inizia nei dintorni della linea rossa tratteggiata .....	108
Figura 6.4: Volume di controllo utilizzato per il modello .....	109
Figura 6.5: Confronto velocità tangenziale assoluta rilevato in un piano compreso tra l'80% dello span e la cassa per tutti i punti del campo operativo .....	109
Figura 6.6: Volume di controllo finale utilizzato per il modello.....	110
Figura 6.7: distribuzione delle portate nella sezione 2 .....	111
Figura 6.8: distribuzione della velocità tangenziale nella sezione 2 .....	112
Figura 6.9: distribuzione della velocità tangenziale nella sezione 3 .....	113
Figura 6.10: distribuzione della portata nella sezione 3 .....	113
Figura 6.11: andamento della differenza di portata che attraversa la sezione 3 rispetto al flusso ricircolato dalla cavità .....	114



Figura 6.12: struttura di flusso nella zona di miscelamento in un compressore ported shroud .....	115
Figura 6.13: Procedura di correzione della portata nella sezione 3 .....	116
Figura 6.14: Procedura implementata per ricavare la portata ricircolata e la caduta di pressione della cavità.....	116
Figura 6.15: Confronto delle pressioni statiche nella sezione A delle due tipologie di compressore .....	117
Figura 6.16: Confronto delle pressioni totali nella sezione B all'isogiro 131 krpm .....	117
Figura 6.17: Confronto delle pressioni totali nella sezione B della cavità in tutti i punti per ogni isogiro del compressore .....	118
Figura 6.18: Geometria descrittiva delle sezioni della cavità studiata .....	119
Figura 6.19: mappa della portata ricircolata nella cavità.....	119
Figura 6.20: Confronto tra la portata ricircolata nella cavità e quella ottenuta analiticamente .....	120
Figura 6.21. Distribuzione della velocità tangenziale rilevata nella sezione A della cavità per i compressori baseline e ported shroud.....	121
Figura 6.22: Geometria cavità per ricavare la velocità tangenziale nella sezione A.....	122
Figura 6.23: mappa della caduta di pressione della cavità studiata.....	122
Figura 6.24: Confronto delle velocità tangenziale nella sezione d'ingresso cavità (Sez B) ..	123
Figura 6.25: confronto struttura di flusso nel piano meridiano della girante dei compressori .....	124
Figura 6.26: Volume di controllo utilizzato per determinare la velocità tangenziale nella sezione B .....	125
Figura 6.27: Confronto della struttura di flusso nel volume di controllo dei due compressori .....	125
Figura 6.28: riassunto della procedura per calcolare la velocità tangenziale nella sezione B	126
Figura 6.29: Confronto dei risultati ottenuti per la sezione B via il modello con i dati reali in ogni isogiro.....	127
Figura 6.30: Confronto della velocità tangenziale nella sezione A ottenuti mediante il modello con i dati reali in ogni isogiro.....	127
Figura 6.31: Confronto dei risultati ottenuti mediante il modello con i dati CFD in ogni isogiro .....	128
Figura 6.32: Validazione del modello evidenziando l'errore commesso rispetto ai dati CFD .....	129
Figura 6.33: Geometria della nuova cavità.....	130
Figura 6.34: Confronto dei risultati ottenuti dal modello con i dati del ported shroud nuovo .....	130

Figura 6.35: Confronto risultati ottenuti dal modello di due cavità diverse (nuova =model, vecchia= PS model Old).....	131
Figura 6.36: Confronto dei dati CFD della velocità tangenziale nella sezione 4 e hub-to-shroud al leading edge della pala dei compressori ported shroud dotati di cavità diversi .....	132
Figura 6.37: Confronto della velocità tangenziale assoluta all'uscita delle due cavità e confronto delle cadute di pressione all'interno delle cavità. ....	133
Figura 6.38: Confronto delle portate ricirkolate nelle due cavità .....	134
Figura 6.39: Confronto della stabilità dei due compressore mediante l'angolo critico all'ingresso diffusore .....	134
Figura 7.1: Geometria della la cavità palettata .....	135
Figure 7.2: Confronto delle prestazioni dei compressori ported shroud nei punti operativi scelti.....	136
Figura 7.3: Confronto distribuzione dell'angolo di flusso all'ingresso del diffusore della cavità palettata e non nel punto di surge vecchia cavità .....	136
Figura 7.4: Struttura di flusso nel canale meridiano dei compressori ported shroud palettato e non, in blu la zona di ricircolo.....	137
Figura 7.5: Confronto distribuzione della velocità tangenziale assoluta al leading edge della pala dei compressori ported shroud .....	138
Figura 7.6: distribuzione della velocità tangenziale all'interno della cavità .....	139

# Introduzione

I compressori centrifughi sono ampiamente utilizzati in varie ambiti come negli impianti di gas naturale o nel trasporto. Questi compressori richiedono una maggiore efficienza e un campo operativa più ampio per ridurre l'inquinamento sull'ambiente da parte dei loro utenti.

Per la conservazione dell'ambiente sono necessari un miglioramento dell'efficienza termica e una riduzione di tali emissioni. Quindi un'alta pressione di spinta è necessaria per aumentare la potenza specifica dei motori. Il rapporto di pressione dei compressori per turbocompressori è in continuo aumento per soddisfare questi requisiti dei motori. Quindi i compressori centrifughi utilizzati, devono raggiungere un'ampia gamma operativa. Tuttavia, lo stallo rotante può verificarsi quando la caratteristica di pressione ha una pendenza negativa.

Per migliorare il range operativo mantenendo stabile il funzionamento del compressore, ci sono due metodi: il metodo di controllo attivo e il metodo di controllo passivo. Il primo utilizza componenti aggiuntivi o dispositivi di attuazione, mentre il secondo consiste in semplici modifiche alla struttura. Il ported shroud è una configurazione di metodo di controllo passivo che è stato ampiamente impiegato nella progettazione di compressori centrifughi di turbocompressori nell'industria automobilistica. Il suo basso costo di produzione e la semplicità del design lo rendono un'opzione molto attraente per progettisti.

Tuttavia i benefici del ported shroud sono di solito accompagnati da una penalità associata nell'efficienza, che può essere accettabile o meno. La sfida posta ai progettisti è di creare una configurazione della cavità del ported shroud che estenda la mappa del compressore, minimizzando l'impatto sull'efficienza. Quindi la sfida posta ai progettisti è quella di trovare il compromesso ottimale tra calo di efficienza e estensione della mappa.

Con una comprensione generale degli effetti del ported shroud, basata sulle pubblicazioni o sull'esperienza passata, un approccio comune per i progettisti è quello di condurre studi di progettazione parametrici utilizzando l'analisi CFD 3D su modelli completi, seguita da prove su banco per un numero ridotto di configurazioni.

Sebbene si riconosca che i modelli e le soluzioni 3D CFD possano essere generati relativamente velocemente, questo processo richiede l'uso di una considerevole quantità di risorse computazionali che potrebbero non essere facilmente disponibili. Per velocizzare la progettazione di compressore ported shroud vengono richiesti modelli di calcoli leggeri e affidabili che consentano di studiare l'andamento di una serie di parametri di progettazione per una mappa completa del compressore in un breve tempo. Una delle soluzioni alternative che possono essere usati come mezzo per ridurre il numero di esecuzioni CFD è il “Modello effetto cavità” che verrà presentato nei prossimi capitoli.

Il modello è studiato su un compressore centrifugo composto da tre organi fissi (un condotto di adduzione, un diffusore e una voluta) e di un organo rotante (Girante o impeller).

Al fine di sviluppare il modello dell'effetto cavità, è stata innanzitutto realizzato un'analisi prestazionali delle due configurazioni di compressore mediante la CFD. Quelle simulazioni hanno permesso di generare una base di dati di soluzioni utili per implementare il modello. Dato il gran numero di punti operativi da simulare, il modello “Simple Model” è stato implementato al posto del modello completo 3D. Per definire il l'ultimo punto di stabilità, a bassa portata, è

stato necessario applicare un criterio detto “criterio dell’angolo di flusso al diffusore” per validare i risultati del Simple Model.

Il modello instazionario fatta in alcuni punti è stato eseguito come contro-prova per verificare la stabilità dei punti ottenuti mediante il duo Simple model e criterio dell’angolo.

Oltre ai confronti delle prestazioni dei compressori, la base di dati ottenuta mediante CFD ha servito a sviluppare il “modello effetto cavità”.

Il lavoro ha consentito di ottenere risultati significativi. In primo luogo, ha permesso di validare il modello fluidodinamico del ported shroud implementato; in secondo luogo ha stabilito una procedura efficace basata sull’estrazione di dati sui componenti già noti per prevedere il comportamento fluidodinamico dei componenti accoppiati.

Nell’ottica di inquadrare il vantaggio dei ported shroud, sono state simulati qualche punto la configurazione con la cavità palettata.

# Capitolo 1: Limiti di stabilità nei compressori centrifughi

Le principali prestazioni con cui si caratterizzano il compressore sono l'efficienza e il rapporto di pressione. Un altro parametro fondamentale da prendere in considerazione nella valutazione di un compressore è il suo range di funzionamento stabile. Con funzionamento stabile si intende che dopo il passaggio di un fenomeno transitorio, il sistema ritorni al suo punto operativo di equilibrio. Il compressore è instabile quando invece dopo un disturbo transitorio il sistema si allontana dal suo punto originario di equilibrio.

Il campo di funzionamento stabile di un compressore è vincolato per il flusso di portata massima dalla limitata capacità del compressore dovuto al flusso strozzato chiamato choking che rappresenta il raggiungimento delle condizioni soniche del flusso. A portate ridotte, il funzionamento stabile dei compressori centrifughi può essere perturbato dal verificarsi di oscillazioni di flusso autoeccitate, che possono provocare un calo significativo delle prestazioni aerodinamiche. Inoltre, queste oscillazioni costituiscono una fonte di eccitazione meccanica, che può causare vibrazioni e sollecitazioni a fatica delle pale e può persino causare gravi danni alla macchina a causa di livelli inaccettabili di vibrazione del sistema. I fenomeni di flusso instabile sono solitamente chiamati surge o stallo. Queste instabilità aerodinamiche rappresentano un limite assoluto alle prestazioni delle turbomacchine.

Spesso il surge e lo stallo vengono usati per descrivere l'instabilità benché siano intrinsecamente diversi. Pertanto, è necessaria una definizione chiara che spieghi cosa si intenda per surge e per stallo. Lo stallo rotante è un'instabilità non assialsimmetrica in cui le regioni di flusso in stallo ruotano attorno alla circonferenza del compressore, ma il flusso mediato dall'anello è costante. Il surge, d'altra parte, è un'instabilità assialsimmetrica in direzione assiale attraverso l'intero sistema di compressione. Il surge è caratterizzato da ampie fluttuazioni di ampiezza dell'aumento di pressione e da una portata massica medio instabile (ma circonferenzialmente uniforme).

Per evitare le sollecitazioni a fatica delle pale, il funzionamento stabile può essere garantito facendo lavorare il compressore ad una distanza di sicurezza dalla regione instabile delimitata dalla linea di surge. Tale controllo limita le prestazioni del compressore, poiché il picco della pressione è vicino alla linea di surge.

Poiché lo scopo del lavoro è quello di estendere il campo operativo del compressore e quindi di ritardare l'avvenuta dell'instabilità, è necessario rivolgere speciale allo sviluppo dei fenomeni instabili.

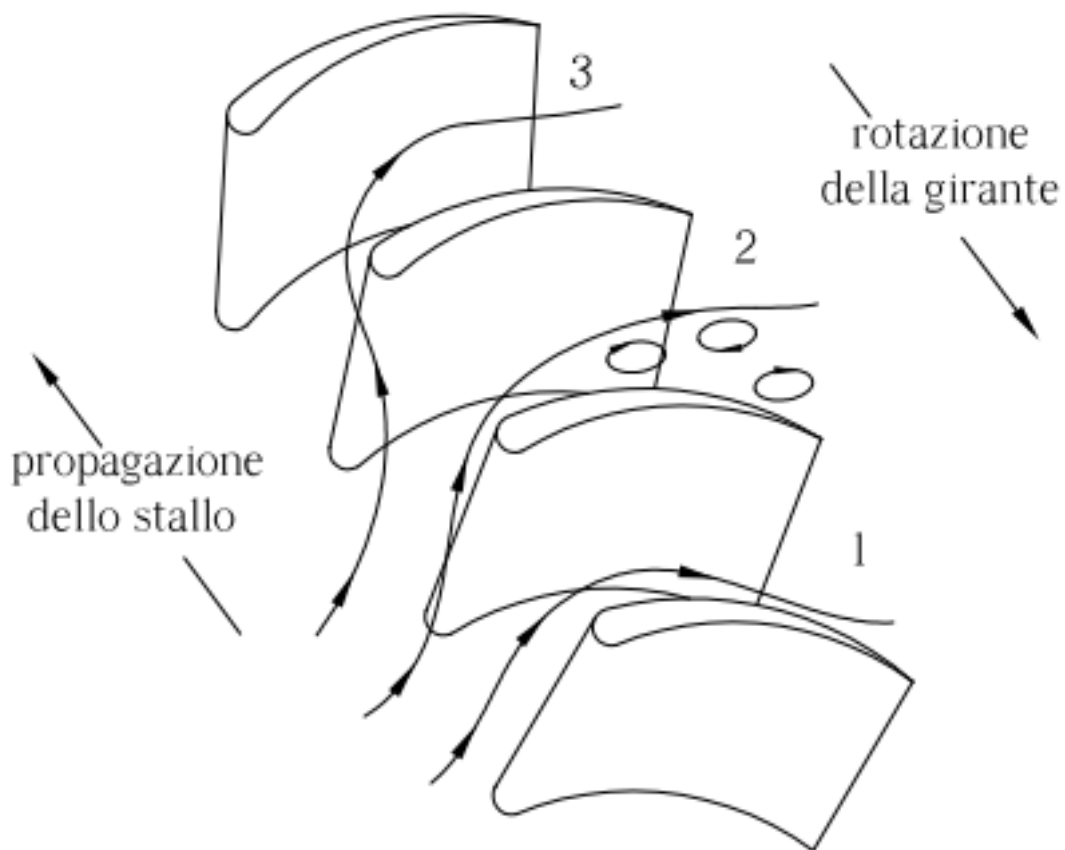
## 1.1 Stallo nelle turbomacchine

Le palettature presenti nei compressori, essendo sottoposte ad un gradiente di pressione opposto alla direzione del flusso atto a destabilizzare lo strato limite sviluppato sulla pala, sono soggette a fenomeni di stallo. Lo stallo può essere considerato come la cessazione di un aumento continuo del recupero della pressione statica nel diffusore o nella girante [1]. Esso è sempre innescato da un eccessivo aumento dell'incidenza del flusso e ciò si verifica di norma perché la portata scende molto al di sotto del valore di design. I fenomeni di stallo possono essere di natura statica (fissa) o dinamica (rotante):

- Stallo statico: consiste in una separazione di flusso che si mantiene in una posizione fissa nel compressore.
- Stallo rotante: consiste in una regione locale di flusso stagnante, spesso chiamata celle di stallo, che coprono un piccolo numero di pale e ruotano nella direzione assoluta di rotazione del rotore.

Lo stallo statico è generalmente accettato poiché non crea dei carichi fluttuanti sull'impeller mentre lo stallo rotante è invece un fenomeno instazionario che porta al calo delle prestazioni del compressore. Tuttavia, lo stallo rotante non viene considerato un problema finché le fluttuazioni del carico palare sono contenute in una tolleranza accettabile o non creano discontinuità nella curva caratteristica.

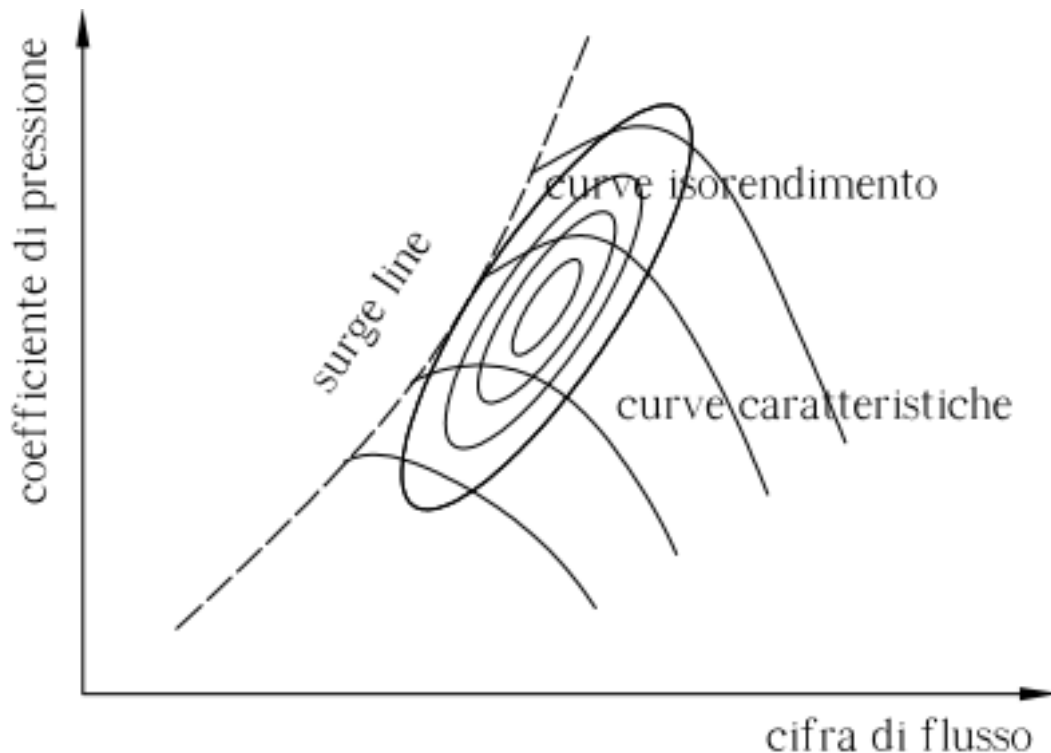
La Figura 1.1 mostra la formazione dello stallo rotante che si realizza quando l'angolo d'incidenza sull'estradosso della pala del vano 2 del rotore di un compressore diventa troppo grande. Come conseguenza a tale incidenza, la vena fluida si distacca dall'estradosso della pala del vano 2 formando una zona di fluido a bassa energia e quantità di moto a ridosso della pala, dove sono presenti strutture vorticose. A livello di canale palare, si crea un'ostruzione di spessore pari all'altezza dello strato limite che interferisce con il flusso indisturbato. L'ostruzione creata porta il flusso in ingresso al canale 2 a ridistribuirsi nei vani adiacenti interferendo con quello indisturbato, andando ad aumentare l'incidenza sulla palettatura del canale 3 e a diminuirla su quella relativa a 1. Essendo la schiera rotante, quindi, in un istante successivo il canale palare 3 andrà in stallo a causa della maggiore incidenza originatasi dalla ridistribuzione del flusso, mentre il vano 2 uscirà contemporaneamente dallo stallo, essendo parallelamente diminuita l'incidenza sulla palettatura. Lo stallo risulterà quindi rotante, con propagazione in direzione opposta a quella della girante.



*Figura 1.1 Propagazione dello stallo nei canali palari*

Il motivo per il quale uno o più pali vanno in stallo prima delle altre può essere dovuto a piccole differenze nella finitura delle pale, o ai depositi di polvere o sporco durante il funzionamento [2].

Un'analisi delle curve isorendimento di un tipico compressore mette in evidenza come la massima efficienza della macchina sia sempre associata a punti molto prossimi alla curva di stallo (fig.1.2); questo permette di rendersi conto dell'interesse che questa problematica ha da sempre suscitato nei ricercatori: comprendere i meccanismi di stallo e minimizzarne gli effetti porta come conseguenza diretta un aumento netto del rendimento della macchina.



*Figura 1.2: Curva caratteristica di un compressore*

Il bisogno di aumentare il rendimento della macchina e di sfruttarla in un campo operativo più ampio ha suscitato molto interesse nei ricercatori per capire i meccanismi dello stallo e creare degli strumenti adatti a minimizzarne i suoi effetti.

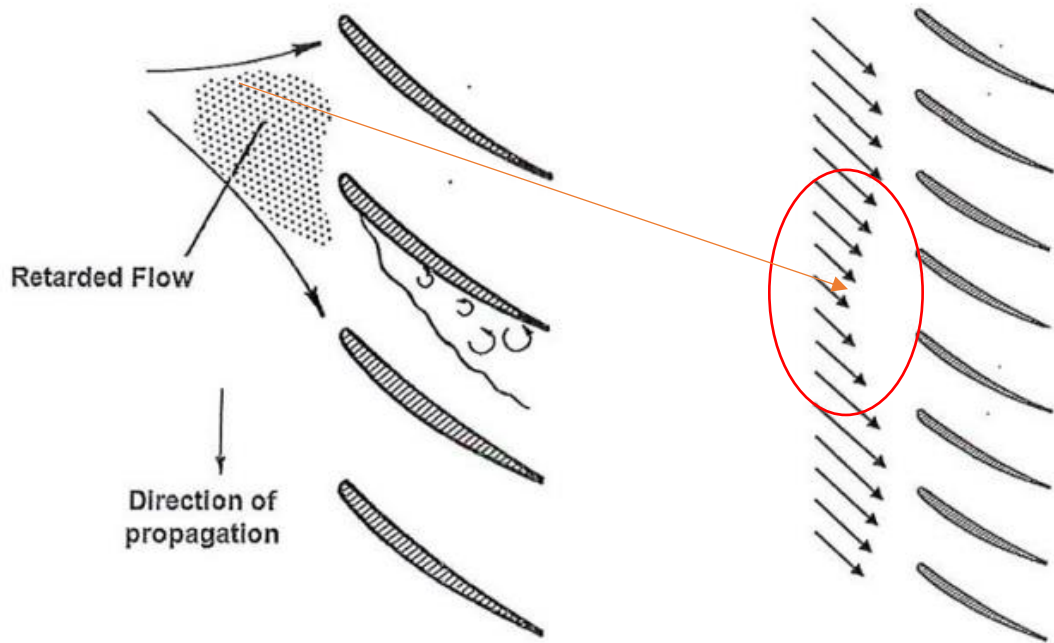
Purtroppo, si conosce ancora poco sullo stallo rotante dei compressori centrifughi anche se i fenomeni di instabilità in tali compressori sono stati al centro di molti studi (Emmons et al, 1952 [3], Toyoma et al, 1977 [4], Stenz, 1980 [5]). Greitzer, 1981 [8] ha fatto una revisione degli studi teorici sulle instabilità aerodinamiche riscontrate nei sistemi di compressione mediante una teoria non lineare.

La maggior parte delle osservazioni e delle sperimentazioni sullo stallo rotante sono riferite a compressori assiali [6,7] pertanto viene presentata una breve descrizione sullo stallo rotante nei compressori assiali in modo da permettere di ottenere alcune informazioni sul meccanismo di stallo rotante.

Esistono due modelli di stallo rotante in letteratura. Il primo è basato sul lavoro di Emmons et al. 1955 [9] ed è stato successivamente amplificato per schiere con profilo NACA per geometrie bidimensionali in cascata da Graham et al. (1965) [10]. Esso viene applicato quando, a basse portate, l'angolo di incidenza è vicino al suo valore massimo. Ciò fa sì che una piccola perturbazione presente a monte del flusso possa generare una separazione sulla superficie della pala del rotore. Di conseguenza il blocco creato dalla cella di stallo fa sì che una parte del flusso venga deviato verso il passaggio delle pale circonferenzialmente in avanti allontanandolo dallo stallo poiché l'incremento di portata comporta una diminuzione dell'incidenza (Fig.1.3). In tal modo il fenomeno si propaga nella direzione ad incidenza crescente. Nello statore le celle si muovono nella direzione della rotazione mentre nel rotore esse si muoveranno in direzione opposta alla rotazione dell'impeller, con una velocità minore rispetto a quella del rotore. Le



celle stallate possono estendersi su diversi passaggi palari e può essere presente più di una cella nella circonferenza.



*Figura 1.3: Stallo rotante visto su compressore assiale*

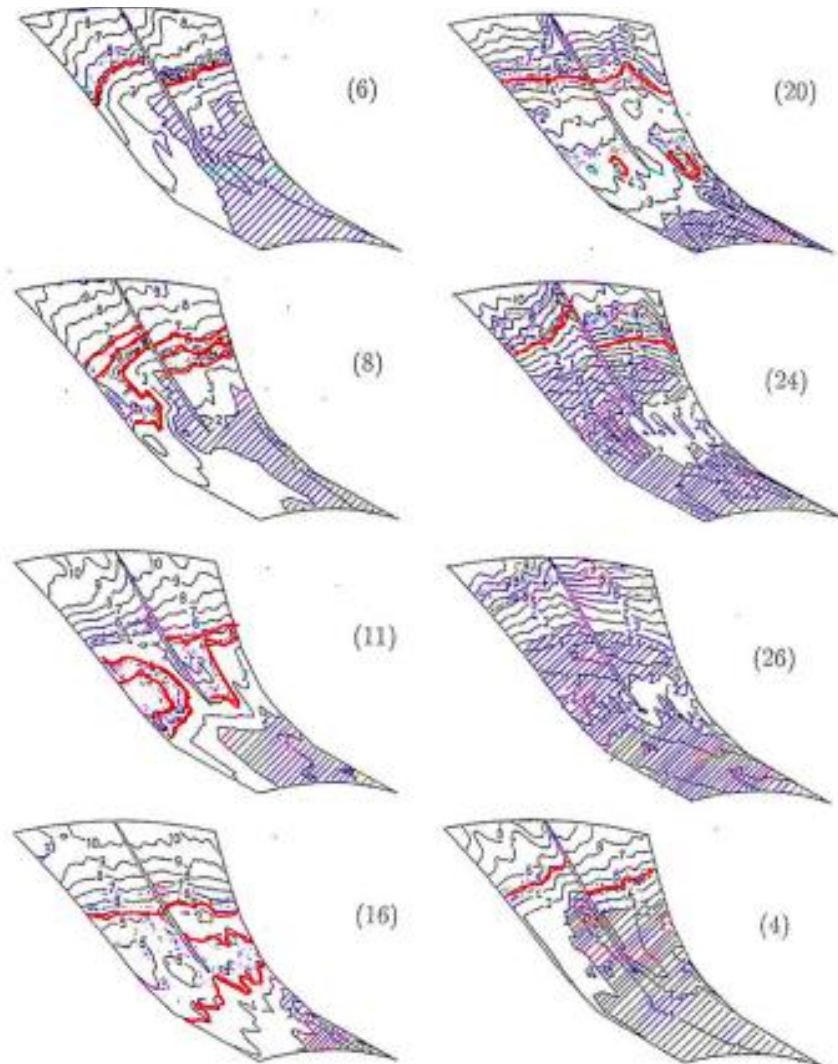
Il secondo modello è stato presentato sempre da Emmons et al. [9] e ad oggi è usato come riferimento per le perturbazioni modali del flusso. Esso concerne piccole perturbazioni sinusoidali che ruotano ad una velocità subsincrona stazionaria.

Lo stallo rotante nell'impeller radiale è stato analizzato da Lennemann e Howard (1970)[11]. Essi hanno utilizzato delle bolle di idrogeno per visualizzare le successive strutture di flusso che si susseguono durante uno stallo rotante. I risultati ottenuti hanno mostrato che, al diminuire della portata, la velocità delle celle varia tra il 50% e 70% rispetto alla velocità del rotore e, inoltre le celle stallate crescono dalla cassa verso il mozzo e progressivamente occupano l'intero canale di passaggio.

Una teoria non lineare è stata proposta da Takata e Nagano (1972)[12] per i compressori assiali. Si basa sulle equazioni per flusso instazionario con delle proprietà non lineari. Assumendo una distribuzione circonferenziale di pressione statica costante a valle della schiera, è possibile predire se una perturbazione di velocità sinusoidale sarà amplificata o meno. Tale modello è simile a quello presentato da Greitzer, ma vengono esplicitati gli effetti destabilizzanti del tempo di ritardo tra le variazioni di pressione e di velocità nell'impeller. I risultati di tale teoria hanno rivelato che lo stallo rotante può essere visto come un'oscillazione che si auto mantiene nella quale c'è un'interazione tra la parte non viscosa del flusso e la perturbazione viscosa. Le principali caratteristiche dello stallo rotante dell'impeller, come il numero di celle e la velocità di propagazione, sono funzione del flusso non viscoso.

Interessanti studi sui campi di pressione instazionari di un impeller centrifugo durante lo stallo rotante sono stati presentati da Chen et al (1993 e 1994)[13, 14] per un impeller con pale rivolte all'indietro (backward) di 30° e per un impeller con pale ad uscita radiale.

La figura 1.4 mostra una serie di misure istantanee di pressione prese per l'impeller con pale backward che sta lavorando a bassa portata. Nella figura, le zone ombreggiate con linee trasversali rappresentano quelle aventi alta pressione, mentre quelle in rosso rappresentano quelle a più bassa pressione.



*Figura 1.4: Evoluzione di stallo rotante in un canale di impeller con splitter*

L'immagine (6) corrisponde alle condizioni di funzionamento normali. Le linee isopressione nell'exducer sono inclinate a causa dell'effetto combinato della forza centrifuga e della forza di Coriolis. La grossa zona a bassa pressione sull'estradosso dell'inducer è causata dall'elevata incidenza.

Le immagini (8) e (11) sono all'inizio del flusso stallato caratterizzate dalla zona a bassa pressione che si sta muovendo verso l'inlet.

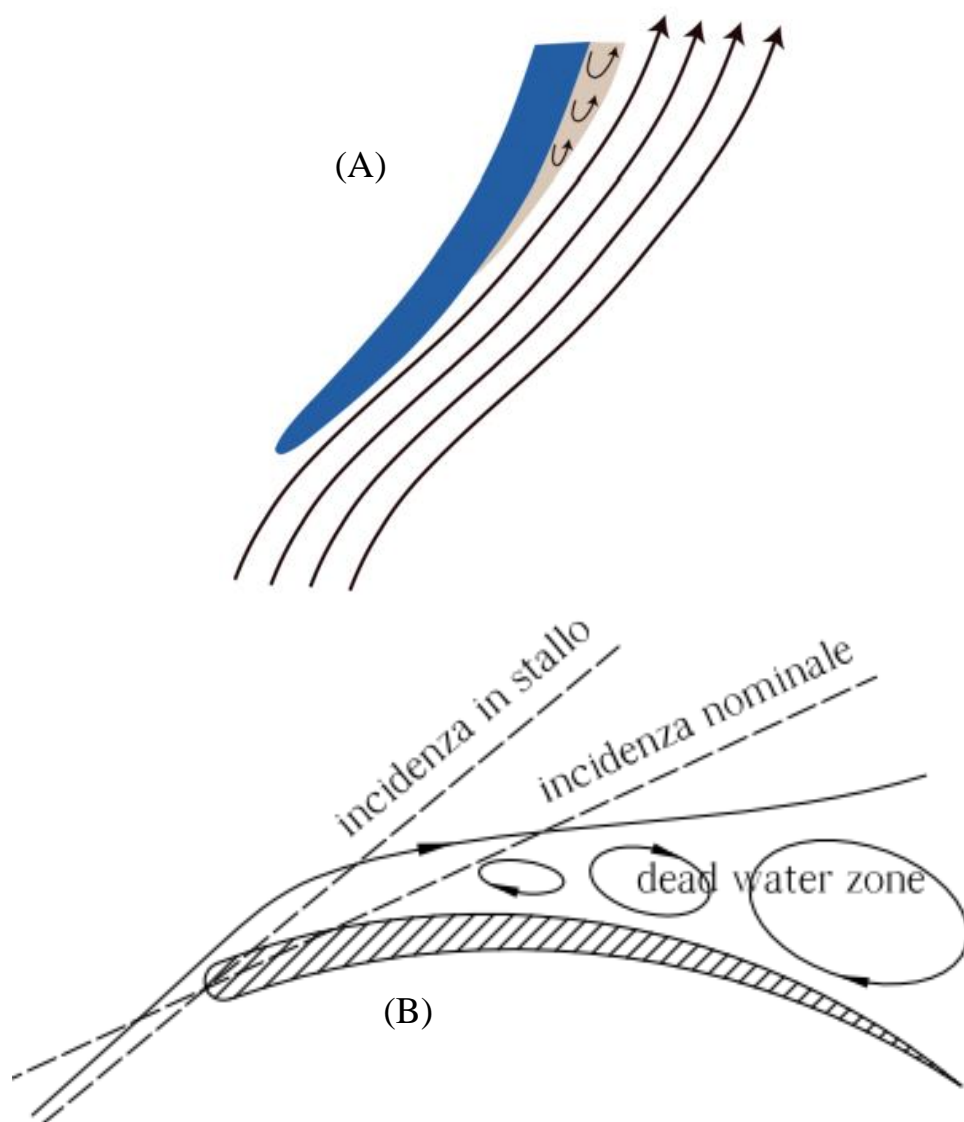
Le immagini (16) e (20) mostrano un canale completamente stallato. Le linee isopressione a valle dell'inlet si trovano in una zona a raggio circa costante a causa della mancanza della forza di Coriolis poiché non c'è flusso che attraversa il passaggio palare.

Le immagini (20) e (24) presentano l'incremento della pressione che si ristabilisce gradualmente nell'exducer con una zona crescente di bassa pressione nell'inducer. Il grafico (4) mostra l'estensione a valle di tale zona, finché una piccola cella stallata cresce sull'estradosso del vano splitter.

Storicamente, il fenomeno dello stallo rotante ha cominciato ad essere investigato, all'inizio degli anni Cinquanta del secolo scorso, su schiere palari e in turbocompressori assiali. L'interesse per questo tipo di macchina in quegli anni è attribuibile all'enorme impulso dato dall'industria dei propulsori aeronautici a getto.

## **1.2 Stallo rotante nei compressori assiali**

Il primo rapporto sullo stallo rotante appare nel lavoro del Cheshire (1945), che è una storia dello sviluppo dei compressori centrifughi in Gran Bretagna durante la seconda guerra mondiale. Japikse & Baines, 1997 [15] hanno definito lo stallo come un fenomeno che si verifica quando le linee di flusso adiacenti alla parete non ha la pressione sufficiente per superare i gradienti di pressione avversi e lo sforzo di taglio lungo la parete. Quando questi effetti di taglio viscosi e gradienti di pressione avversi sono sufficienti a ridurre la velocità del fluido a zero, allora le linee sono costrette a deviare dalla superficie e si dice che il fluido sia in stallo Figura 1-5(A).



*Figura 1.5: stallo di una pala dell'impeller*

Lo stallo rotante è un fenomeno di instabilità locale bidimensionale in cui una o più regioni locali di flusso stagnante (celle di stallo o dead water zone), in Fig. 1.5(B), ruotano attorno alla circonferenza del compressore. Queste celle hanno solitamente una velocità di rotazione costante tra il 20% e il 70% della velocità del rotore. In questo regime di flusso, la portata di massa del compressore mediato sull'annulo è costante ma circonferenzialmente non uniforme. Lo stallo rotante può essere generato dalla destabilizzazione del flusso nell'impeller o nel diffusore, o da un'interazione non stazionaria tra impeller e diffusore. Origini differenti provocheranno diversi comportamenti del flusso. A seconda di come lo stallo rotante si manifesta, passando dalla zona di funzionamento stabile a quella instabile, si parla di stallo progressivo (progressive stall) o improvviso (abrupt stall). Lo stallo progressivo mostra un lento abbassarsi della pressione elaborata dalla macchina man mano che questo si sviluppa al diminuire della portata; lo stallo improvviso, invece, manifesta un crollo netto del coefficiente di pressione nel momento in cui viene innescato. Questa differenza fondamentale può essere

riscontrata immediatamente dall'analisi delle curve caratteristiche: quando il punto di funzionamento si sposta oltre la curva limite, si ha un andamento continuo decrescente nel caso di stallo continuo (vedi Figura 1.6 (A)), mentre in caso di stallo improvviso si ha un drastico abbassamento della pressione che porta ad una discontinuità della curva caratteristica (vedi Figura 1.6 (B)) con formazione di un ciclo di isteresi che è intrinseco a questa tipologia di stallo.

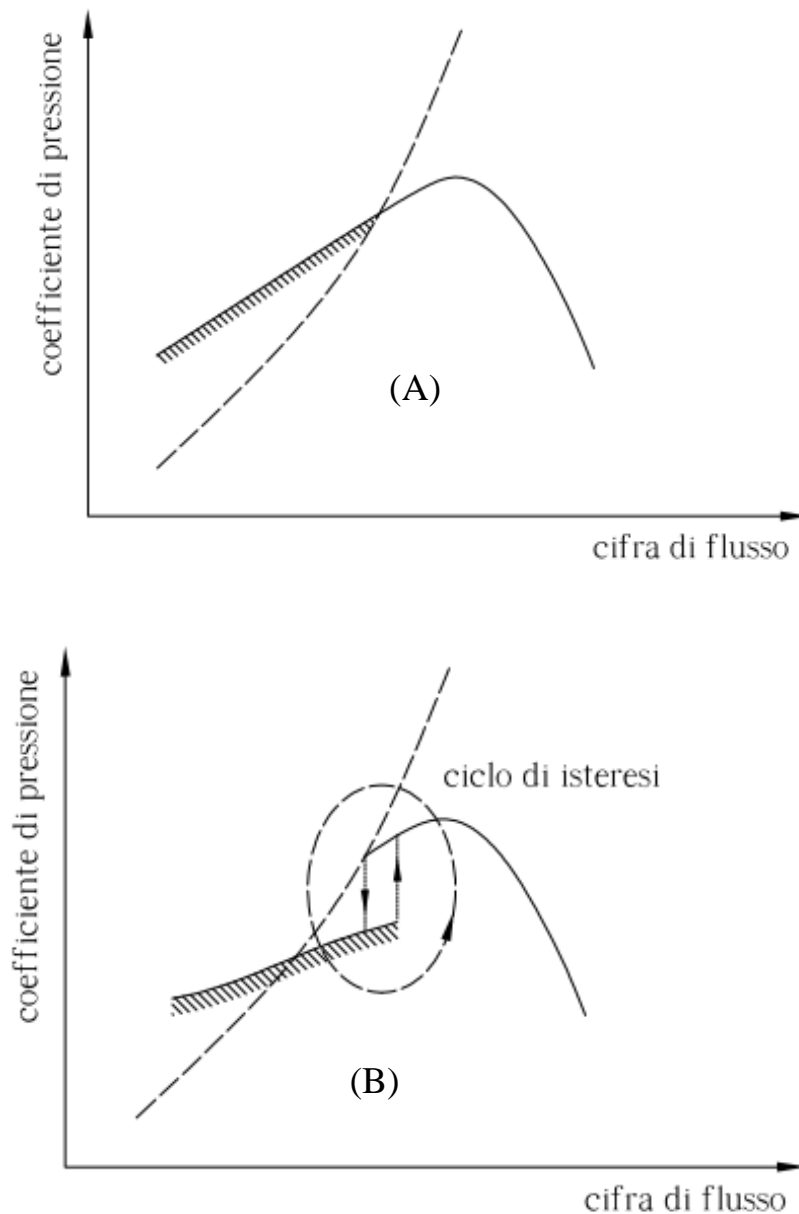


Figura 1.6: (A) Stallo progressivo, (B) Stallo improvviso

Da un punto di vista fenomenologico, lo stallo rotante può essere classificato in tre le tipologie che si possono incontrare in un turbocompressore centrifugo (Frigne e Van Den Braembussche [16]):

- lo stallo del diffusore non palettato (o, in notazione anglosassone Vaneless Diffuser Rotating Stall, VDRS). Si parla normalmente di stallo del diffusore quando il fenomeno viene innescato al suo interno e non per instabilità fluidodinamiche acquisite a causa dello stallo nella girante;

- lo stallo progressivo della girante (Progressive Impeller Rotating Stall, PIRS), che è caratterizzato da un calo graduale delle prestazioni della macchina e si verifica tipicamente nell'impeller.

- lo stallo improvviso della girante (Abrupt Impeller Rotating Stall, AIRS), caratterizzato da violente oscillazioni di pressione in grado di coinvolgere anche il diffusore a valle.

Gli esperimenti di Frigne e Van den Braembussche (1984)[17] condotti per diverse configurazioni statoriche hanno permesso di illustrare le varie tipologie di stallo. Le misure di pressione e temperatura sono state effettuate su un compressore equipaggiato dalle convenzionali sonde per la misura della pressione e temperatura ambiente era provvisto di quattro sonde a filo caldo distribuite nel modo seguente: una all'ingresso dell'impeller per determinare la propagazione a monte delle perturbazioni; una all'ingresso del diffusore; due a  $R/R_2 = 1,3$  dentro il diffusore (sfasate di  $42^\circ$ ) per determinare la velocità di propagazione dello stallo e il numero di celle  $\lambda$ .

Una prima tipologia di stallo rotante è osservata quando  $\alpha_2 = 78^\circ$ , sia all'ingresso del diffusore, sia all'ingresso dell'impeller: Pertanto è stata denominata impeller rotating stall. Essa è caratterizzata da un ampio numero di celle ( $\lambda = 4$  o  $5$ ) che ruotano ad una velocità di rotazione che rappresenta circa 14% della velocità di rotazione dell'impeller. Questa tipologia di stallo viene chiamata Mild Impeller Rotating Stall (MIRS). Le variazioni di velocità sono quasi sinusoidali, senza armoniche maggiori. Il MIRS qualche volta viene osservato in alcuni compressori, ma il suo impatto è molto piccolo e quindi non viene visto come un problema.

Riducendo la portata fino ad avere un angolo in ingresso del diffusore  $\alpha_2 = 81,5^\circ$ , si manifesta improvvisamente una nuova tipologia di stallo rotante. Il numero di celle varia tra 1 e 3, mentre la loro velocità di rotazione è compresa tra il 20 e il 30% della velocità di rotazione dell'impeller. Lo scostamento tra valore massimo e minimo della velocità è di circa il 30% della velocità media ed è quasi indipendente dalla portata. Proprio per questo grosso e brusco incremento nello scostamento dalla velocità media, questo tipo di stallo rotante viene definito abrupt impeller rotating stall (AIRS).

Una seconda serie di test è stata effettuata modificando la geometria precedente, in cui il rapporto dei raggi del diffusore  $R_4/R_2$  è stato incrementato da 1.62 a 1.92. Da una a tre celle di stallo ruotano ad una velocità di rotazione del 70 – 80% rispetto a quella dell'impeller. Lo scostamento tra il valore massimo ed il valore minimo della velocità cresce dal 5% al 10% della velocità media ed il massimo si raggiunge quando il coefficiente di crescita di pressione statica è minimo. A causa del progressivo aumento dello scostamento, questa instabilità viene definita progressive impeller rotating stall, PIRS.

Lo stallo rotante nei diffusori non palettati, vaneless diffuser rotating stall, VDRS, è stato infine osservato solo in una terza configurazione, in cui l'impeller è stato scaricato per mezzo di una prerotazione del flusso nei canali. Una simile tipologia di stallo rotante nel diffusore è stata osservata ad  $\alpha_2 = 83,6^\circ$ , con due celle che ruotano con una velocità del 13 – 16% rispetto a quella dell'impeller.

Il VDRS è stato inoltre osservato e commentato da Jansen (1964) [18], Van den Braembussche (1980)[19], Abdelhamid et al (1979)[20], Senoo e Kinoshita (1978)[21], Kinoshita e Senoo (1985)[22], Imaichi e Tsurusaki (1979)[23], Nishida et al (1988)[24] e Kobayashi et al (1990)[25].

### 1.3 Lo stallo rotante nei compressori centrifughi

Il flusso nei compressori centrifughi è caratterizzato da un campo di moto complesso all'interno delle sue varie parti rispetto ai compressori assiale, a causa della sua differente geometria e fluidodinamica. Nella seguente sezione saranno presentate le proprietà tipiche dei turbocompressori centrifughi.

#### 1.3.1 Descrizione di un compressore centrifugo e proprietà fluidodinamiche

##### 1.2.1.1 Geometria dei compressori centrifughi

Un compressore centrifugo è formato da un rotore e un diffusore, seguito da una voluta che si presenta come una cassa a spirale come mostrato nella figura 1.7.

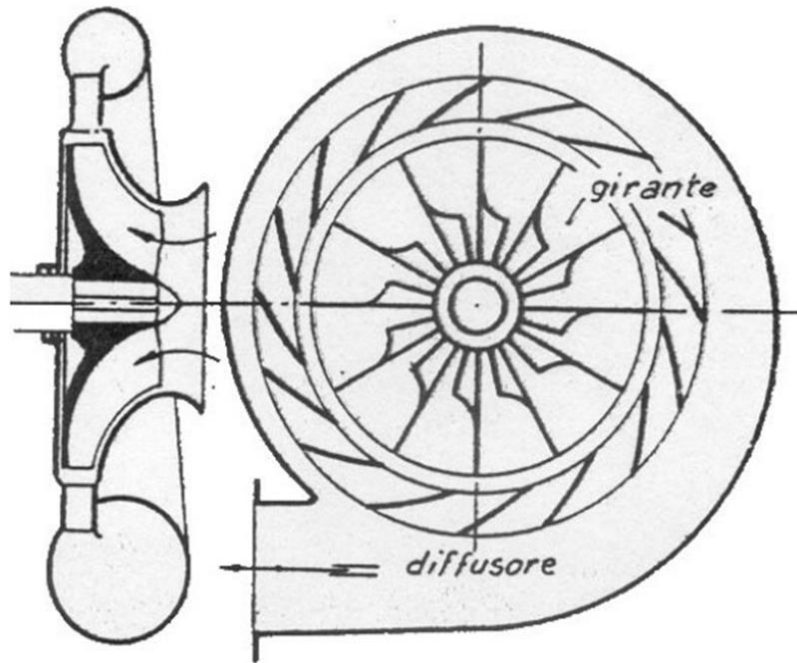


Figura 1.7: turbocompressore centrifugo

Il flusso che entra assialmente nella girante viene deflesso da quest'ultimo dalla sua direzione assiale a quella radiale di uscita mediante i suoi vani palari fortemente incurvati. All'uscita dalla girante, il flusso è raccolto da un diffusore pronto a recuperarne l'energia cinetica sotto forma di pressione mediante una opportuna decelerazione. All'uscita del diffusore, il flusso è quindi raccolto in una voluta di scarico che conduce al serbatoio di accumulo alla pressione di esercizio della macchina.

Per analizzare i meccanismi interni di fluidodinamica che causano lo stallo della macchina, l'analisi si concentrerà solo sulla girante e il diffusore.

##### Girante

La girante che è formata dall'inducer che rappresenta la parte iniziale della palettatura in cui il flusso arriva assialmente e dall'impeller (approssimativamente radiale), Fig. 1.8.

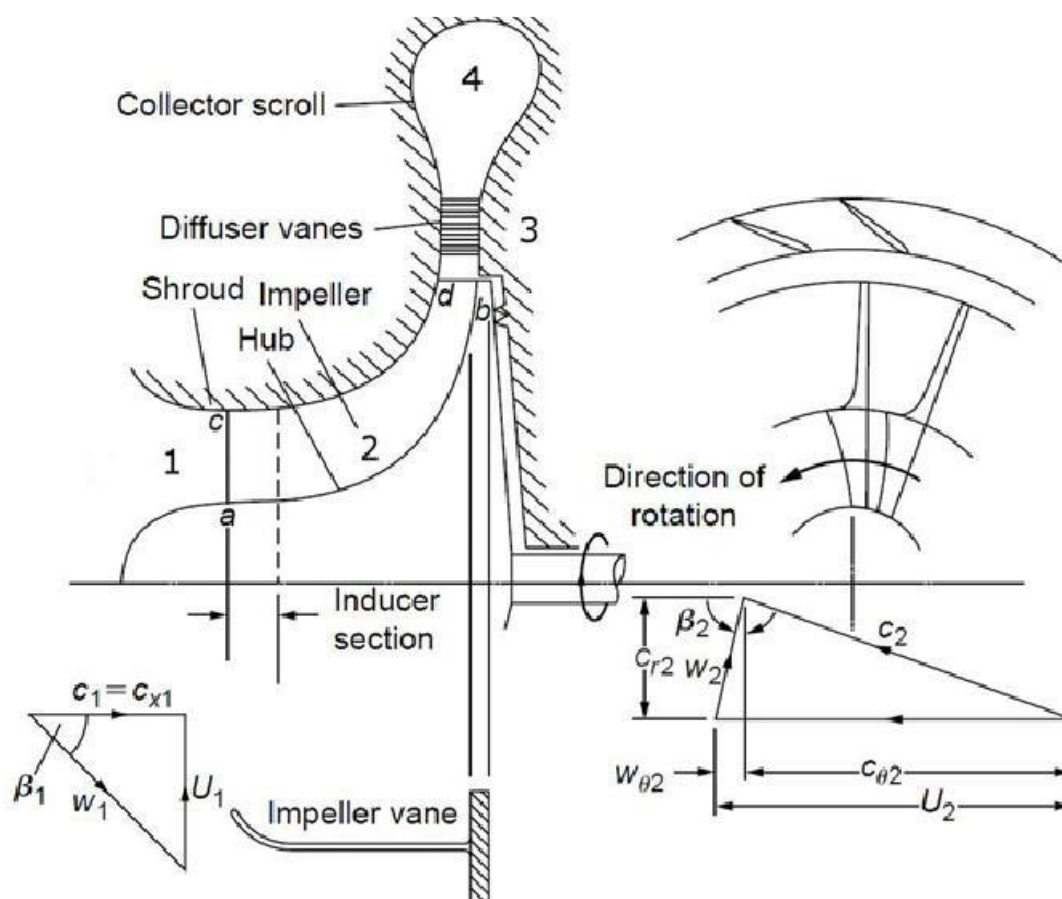


Fig. 1.8 – Componenti di un compressore centrifugo e triangoli di velocità all'ingresso e uscita del rotore

L'inducer è sempre utilizzato per i compressori che lavorano ad alta velocità per evitare i forti gradienti di velocità che verrebbero creati tra il mozzo (hub) e l'apice (tip) della pala con conseguente separazione dello strato limite. Quindi un inducer ben progettato dovrebbe essere in grado di uniformare la pressione statica lungo lo sviluppo radiale del rotore.

Il flusso percorrendo i vani rotorici incrementa la propria velocità di trascinamento per effetto dell'aumento di raggio e vede diminuire la propria velocità relativa per effetto della deflessione della pala e quindi il suo carico aerodinamico.

L'impeller geometricamente è la parte più complessa di un compressore radiale. Esso ha il compito di innalzare il livello energetico del fluido (incremento sia di pressione che di velocità). La geometria dei vani palari è molto più complessa rispetto al caso delle macchine assiali: essi sono incurvati tanto nel piano meridiano che in quello trasversale, e presentano una sezione variabile dall'imbocco all'uscita come presentato nella figura 1.9.



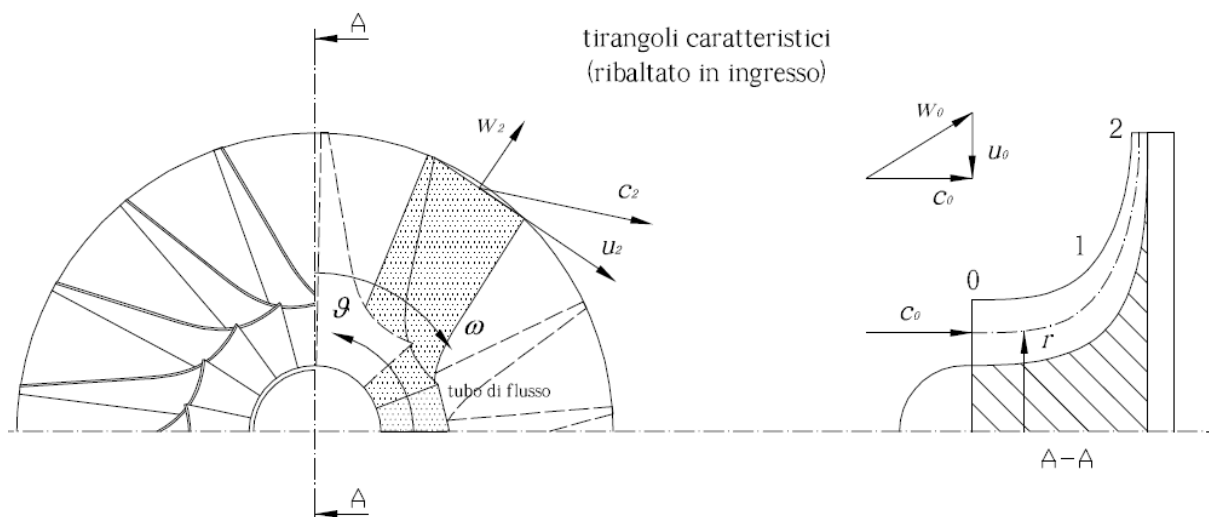


Figura 1.9: Girante centrifuga

Nella figura 1.9, l'inducer viene rappresentato dalla sezione 0-1 mentre l'impeller sarà delimitato dalla sezione 1-2 nel piano meridiano. Sono inoltre rappresentati i triangoli di velocità in ingresso e in uscita della girante. In base all'angolo di uscita della pala, è possibile individuare tre tipi di impeller (fig.1.10):

- radial, con pale radiali
- backward-curved, con pale rivolte all'indietro
- forward-curved, con pale rivolte in avanti

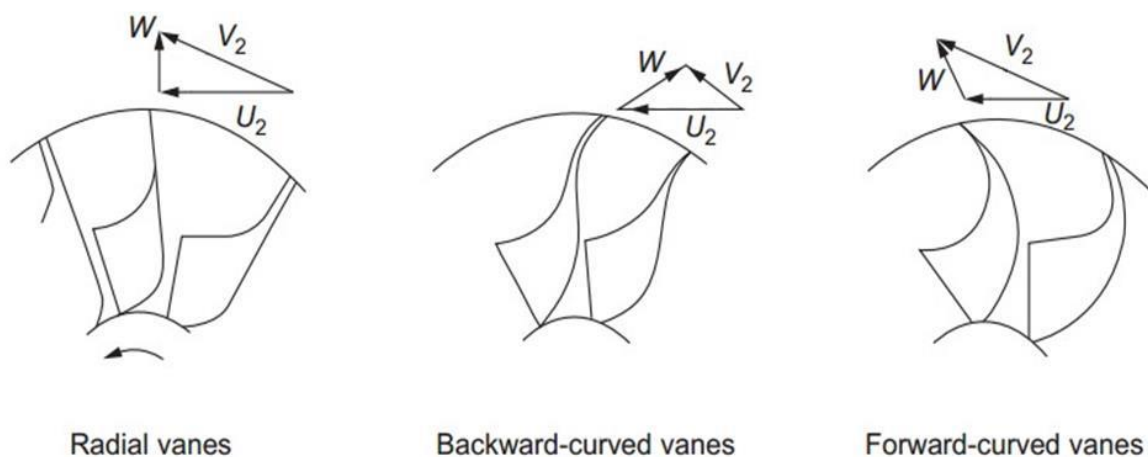


Fig. 1.10: Tipologie di impeller e relativi triangoli di velocità

La soluzione backward-curved è quella solitamente utilizzata in quanto, dal punto di vista delle prestazioni, esso consente di ottenere una migliore efficienza della macchina.

#### 1.2.1.2 Diffusore e voluta

Il compito del diffusore è quello di convertire la maggior parte della componente cinetica in un ulteriore incremento di pressione, decelerando il flusso. Il processo di diffusione può avvenire per diffusione libera nello spazio attorno al rotore (diffusore non palettato o vaneless), o per diffusione guidata all'interno di una schiera statorica radiale (diffusore palettato o vaned).

Il diffusore palettato è una soluzione che permette di ottenere una diffusione più efficiente e pertanto l'incremento di pressione statica può essere ottenuto in uno spazio minore, consentendo una diminuzione dell'ingombro radiale. Tuttavia, non viene raccomandato se le condizioni operative del compressore variano in quanto allontanandosi dal punto di progetto aumentano progressivamente le perdite per incidenza allo statore.

Il diffusore non palettato è la soluzione adatta per macchine che vengono regolate in un ampio range di portata poiché cambiando portata vengono cambiati anche i triangoli delle velocità in tutte le sezioni della macchina.

Una volta lasciato il diffusore, il flusso viene raccolto nella voluta dove viene ulteriormente rallentato e guidato verso l'uscita.

#### 1.3.1.2 Proprietà fluidodinamiche dei compressori centrifughi

Ora ci si propone di analizzare i meccanismi fluidodinamici interni al vano palare. Il canale palare è dominato dai fenomeni di interazione tra il flusso principale essenzialmente non viscoso che attraversa la girante (jet) e le porzioni a bassa energia in prossimità degli strati limite dove invece la viscosità ha un ruolo prevalente (wake). Per illustrare tale interazione verranno fatti degli analisi su due piani separati.

Globalmente il tubo di flusso è limitato nel canale palare dalle superfici delle palettature, in particolare, seguendo la direzione di rotazione della girante, dal lato della pala in pressione prima e da quello in depressione poi; sul piano meridiano, esso viene limitato dal mozzo della girante e dalla cassa che racchiude l'intero rotore.

#### 1.3.2 Separazione degli strati limite e flussi secondari

Si suppone che il flusso entri nel canale palare in maniera perfettamente assiale in modo da massimizzare il lavoro compiuto dalla macchina secondo la nota formula di Eulero per le turbomacchine.

Appena entrato, esso viene immediatamente deflesso nel piano meridiano ad opera delle due curvature principali delle superfici delimitanti [il mozzo (hub) e la cassa (shroud)]; contemporaneamente, esso viene accelerato nel riferimento assoluto e sottoposto ad una forza centrifuga (responsabile in buona parte del salto di pressione elaborato dalla girante). Poiché il flusso si muove anche in un sistema rotante, esso è quindi sottoposto al campo delle forze apparenti, note come forza di Coriolis.

Quando il flusso entra in contatto con le pareti solide della girante, si sviluppano strati limite turbolenti sia lungo le superfici palari che su quelle del mozzo e della cassa. Tali strati limite possono essere considerati regioni a flusso viscoso in quanto in esse è presente il trasporto e la diffusione della vorticità.

Dato che il flusso principale è caratterizzato da elevati numeri di Reynolds, si può considerare con ottima approssimazione tale flusso non viscoso.

Per un flusso in equilibrio radiale, il fluido situato nello strato limite deve soddisfare la seguente relazione se esso lambisce una parete curva:

$$(1.1)$$

$$F_P = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial n} = F_{curv} = \frac{w^2}{R_c}$$

Se il flusso è sottoposto ad una parete rotante e sottoposto quindi ad una forza di Coriolis, esso deve soddisfare l'equazione:

$$F_P = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial n} = F_{cor} = 2\omega w_r \quad (1.2)$$

Dove:

$n$  è la direzione perpendicolare alla parete considerata

$w$  è la velocità relativa

$R_c$  è il raggio di curvatura della linea di corrente

$F_P$  è la forza causata dal gradiente di pressione

$F_{curv}$  e  $F_{cor}$  sono rispettivamente la forza causata dalla curvatura locale e la forza di Coriolis.

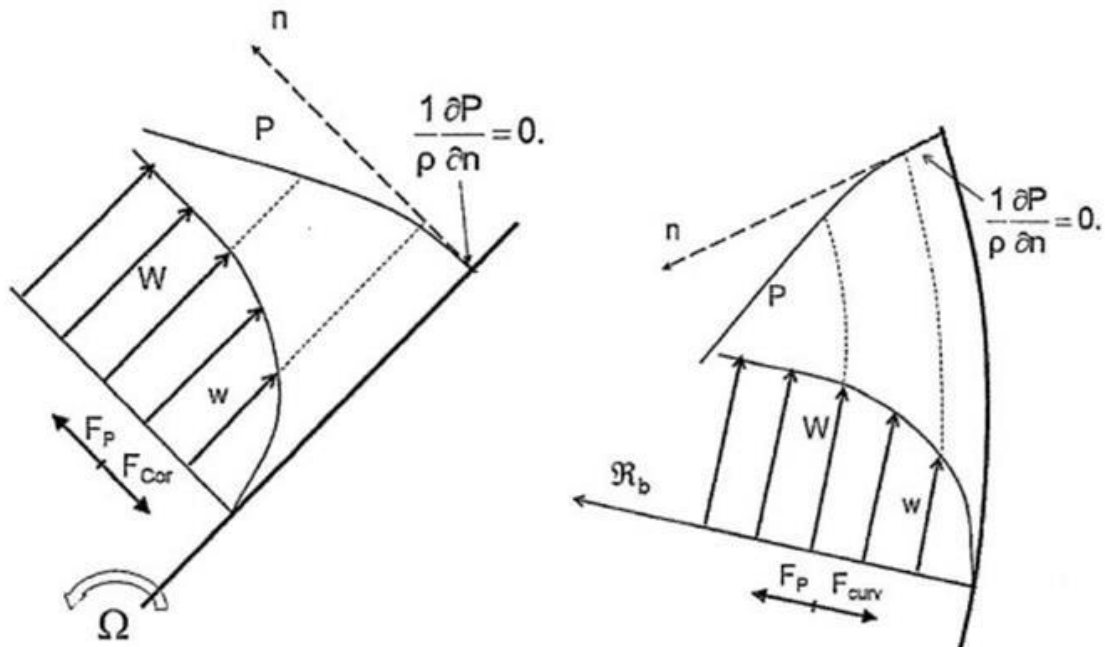


Figura 1.11: Distribuzioni di  $p$  e  $w$  perpendicolari al lato in pressione di una pala (a sinistra) ed alla superficie dell'hub di un impeller (a destra)

Per le equazioni (1.1) e (1.2), il gradiente di pressione lungo  $n$  dipende dalla velocità relativa locale ed aumenta con la distanza dalla parete. Se una particella che si trova nel flusso principale si muove verso la parete nelle condizioni espresse da Fig. 1.11, essa presenta un eccesso di forza dinamica ( $F_{curv}$  o  $F_{cor}$ ) rispetto alla forza derivante dal gradiente di pressione della nuova posizione ( $F_P$ ): l'equilibrio non è più rispettato e si ha  $F_P < F_{curv}$  o  $F_P < F_{cor}$ ; per questo motivo la particella ad alta energia non torna nella sua posizione originale ma tende ad andare verso la parete. Al contrario, se una particella dello strato limite tende ad allontanarsi dalla parete, si trova con un difetto di forza dinamica ( $F_P > F_{curv}$  o  $F_P > F_{cor}$ ) facendo sì che la particella tenda ad allontanarsi ulteriormente dalla parete. Quindi, nei lati in pressione delle pale e nella superficie di mozzo della girante, si ha complessivamente un grosso scambio di energia

tra il flusso principale e lo strato limite, che risulta continuamente alimentato da particelle ad alta velocità: lo strato limite risulta turbolento e sarà quindi difficilmente affetto da separazione.

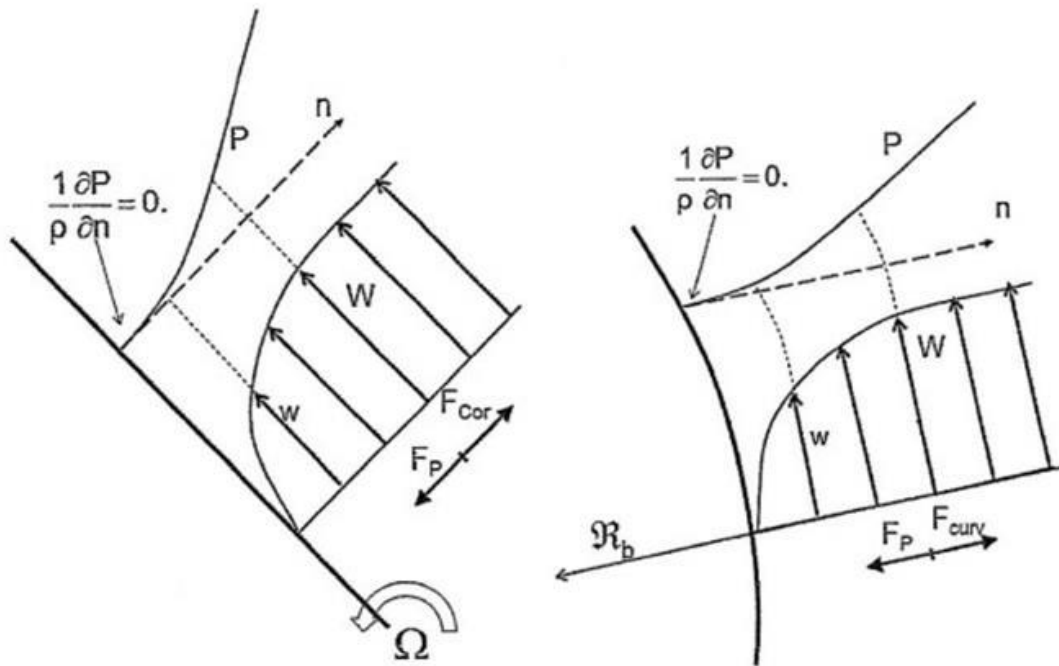


Figura 1.12: Distribuzioni di  $p$  e  $w$  perpendicolari al lato in depressione di una pala (a sinistra) ed alla superficie dello shroud di un impeller (a destra)

Facendo riferimento al caso di Fig. 1.12, il comportamento è opposto a quello descritto precedentemente. Una particella a bassa energia che si allontana dalla parete si trova in una zona con un maggiore gradiente di pressione rispetto al punto di partenza, facendo sì che venga nuovamente spinta nella posizione di partenza. Una particella ad alta energia che dal flusso principale si sposta verso la parete, si trova in una zona con un gradiente di pressione insufficiente a pareggiare la sua forza dinamica che tende a riportarlo alla posizione originale nel flusso principale. Si può facilmente capire come le posizioni delle particelle nello strato limite risultino in un certo modo congelate, causando uno strato limite poco turbolento e quindi più propenso alla separazione.

Un particolare dettaglio del piano meridiano è rappresentato nella figura 1.13.

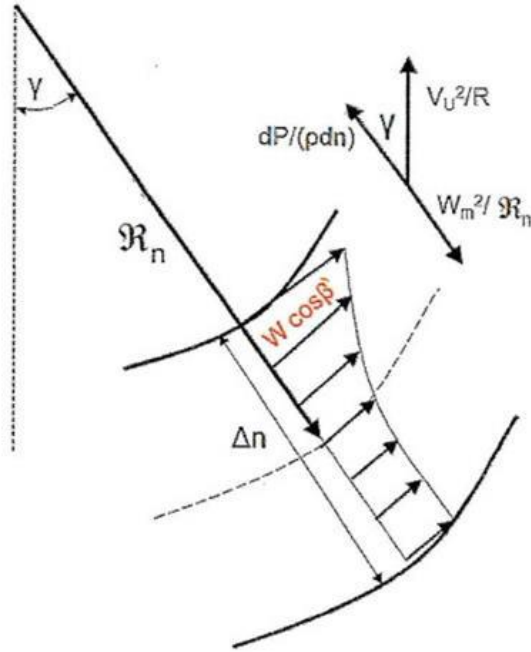


Figura 1.13: piano meridiano

Trascurando la forza causata dalla svergatura della pala, l'equilibrio delle forze lungo la direzione perpendicolare alla linea di flusso nel piano meridiano ( $n$ ) fornisce:

$$\frac{\partial w_m}{\partial n} = \frac{w \sin^2 \beta}{R_n} - \cos \gamma * \cos \beta \left( \frac{w \cos \beta}{r} - 2\omega \right) \quad (1.3)$$

Assumendo che le palettature siano dritte ( $\cos \beta = 0$ ), l'equazione si semplifica in:

$$\frac{\partial w_m}{\partial n} = \frac{w_m}{R_n} \quad (1.4)$$

Dove:

$w_m = w \sin \beta$  con  $\beta$  che è l'angolo relativo de flusso

$R_n$  è il raggio di curvatura della linea di corrente nel piano meridiano.

L'equazione (1.4) evidenzia come la velocità meridiana alla cassa ed al mozzo sia fortemente legata alla curvatura del canale nel piano meridiano ed alla distanza tra hub e shroud.

Nel piano blade to blade (fig.1.14), la differenza tra lato in pressione e lato in depressione della pala è data da:

$$\nabla \times \vec{w} = 2\omega \quad (1.5)$$

Che rielaborata diventa:

$$w_{ss} - w_{ps} = \sin \beta \left( \frac{2\pi r}{Z} - \frac{\delta_{bl}}{\sin \beta_{bl}} \right) \left( w \frac{dr}{ds} + \frac{1}{r} \frac{d}{ds} w_m r \right) \quad (1.6)$$

Dove:

$\delta_{bl}$  è lo spessore della pala

$s$  è la coordinata locale della linea di corrente

$r$  è la coordinata radiale della linea di corrente

$\beta_{bl}$  è l'angolo costruttivo della pala

$Z$  è il numero delle pale.

L'equazione evidenzia come il gradiente di velocità tra il lato in pressione (pressure side o PS) e il lato in depressione (suction side o SS) sia legato alla forza di Coriolis e alla distanza tra le due superficie.

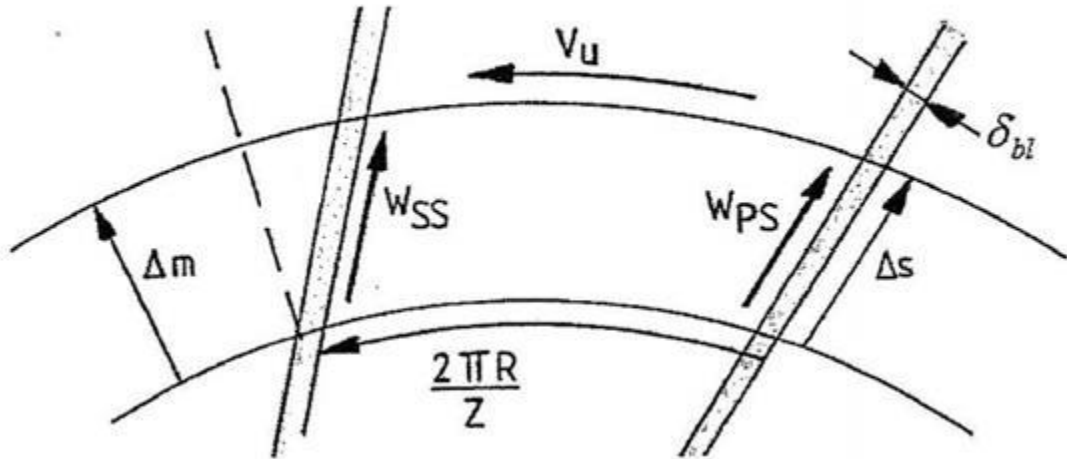


Figura 1.14: piano blade to blade

Le relazioni trovate per il piano meridiano, equazione (1.3), e per il piano blade to blade, equazione (1.6), esprimono i gradienti di velocità lungo le due superfici principalmente utilizzate nelle turbomacchine.

Quando le zone a bassa quantità di moto in prossimità o all'interno dello strato limite di parete non sono più in equilibrio con il campo di pressione che si sviluppa all'interno del canale palare allora si verifica all'interno della macchina una formazione di flussi secondari. Con il termine di flusso secondario si intende quella componente di flusso, ortogonale alla direzione principale, originata da accelerazioni della corrente primaria lungo tale direzione.

In generale questi effetti secondari si presentano sotto forma di vortici e, a seconda della loro entità e del punto di funzionamento della macchina, possono alterare il flusso principale.

L'equazione che descrive la crescita della vorticità  $\Omega_s$  lungo una linea di corrente nel flusso relativo è stata sviluppata da Smith e perfezionata da Hawthorne e si presenta nella seguente forma:

$$\frac{\partial}{\partial s} \frac{\Omega_s}{w} = \frac{2}{\rho w^2} \left( \frac{1}{R_b} \frac{\partial w}{\partial n} + \frac{1}{R_n} \frac{\partial w}{\partial b} + \frac{\omega}{w} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (1.7)$$

Dove:

$n$  è la coordinata perpendicolare alla linea di corrente nel piano meridiano

$b$  è la coordinata perpendicolare alla linea di corrente nel piano blade to blade

$z$  è la coordinata assiale

$Rb$  e  $Rn$  sono i raggi di curvatura rispettivamente nelle direzioni  $b$  e  $n$ .

Questa equazione (eq.1.7) che collega il tasso di crescita della vorticità con il gradiente della velocità relativa, mette in evidenza tre termini principali:

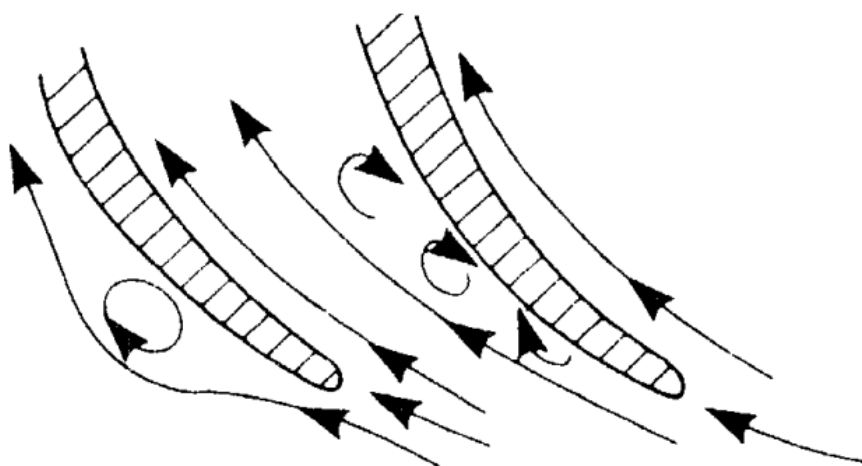
- Il primo termine esprime la crescita della vorticità dovuta alla curvatura della pala nel piano blade to blade; esso è alla base della generazione del passage vortex (PV). Questo è generalmente più forte nella prima parte dell'impeller, dove  $Rb$  è minore per la maggior curvatura della pala. Poiché la velocità relativa è elevata allo shroud e lo strato limite è più spesso, si avranno dei gradienti di velocità  $\frac{\partial w}{\partial n}$  molto elevati alla cassa e, di conseguenza una elevata vorticità in quella regione.
- Il secondo termine esprime la crescita della vorticità dovuta alla deflessione del fluido nel piano meridiano; è alla base della generazione del blade surface vortex (BSV). Esso si genera nella zona in cui il canale curva dalla direzione assiale verso quella radiale, perciò la sua influenza è maggiore alla cassa a causa della maggiore curvatura meridiana rispetto al mozzo. Mentre nel lato in depressione (suction side) essa è maggiore a causa della presenza di un maggior gradiente di velocità  $\frac{\partial w}{\partial b}$ .
- L'ultimo termine ha origine dalle forze di Coriolis ed assume importanza nella parte radiale dell'impeller. Esso è alla base della generazione del Coriolis vortex (CV) che si genera negli strati limite di hub e shroud nella parte radiale dell'impeller.

L'equazione (1.7) consente quindi analizzare gli effetti secondari come una somma di tre componenti secondarie agenti su un tubo di flusso. Si andrà ora ad analizzare, qualitativamente, ciascuno di questi effetti.

Nelle successive sezioni verrà presentata una panoramica sullo stallo rotante in ciascuno dei componenti del compressore.

### 1.3.3 stallo inducer

Quando la portata massica che attraversa il compressore viene ridotta gradualmente a velocità di rotazione costante, la componente assiale della velocità assoluta diminuisce, aumentando così l'angolo di incidenza del flusso in avvicinamento al bordo di attacco dell'inducer. Oltre un angolo di incidenza critico, il flusso non può più aderire al lato in depressione della pala (estradosso) (fig.1.15). La separazione del flusso dalla superficie crea una condizione di stallo che successivamente incoraggia il flusso a tornare indietro. Lo stallo dell'inducer può esistere in condizioni operative normalmente stabili, ma può anche contribuire al surge, in particolare a rapporti di pressione elevati.



*Figura 1.15: Separazione del flusso nell'inducer*

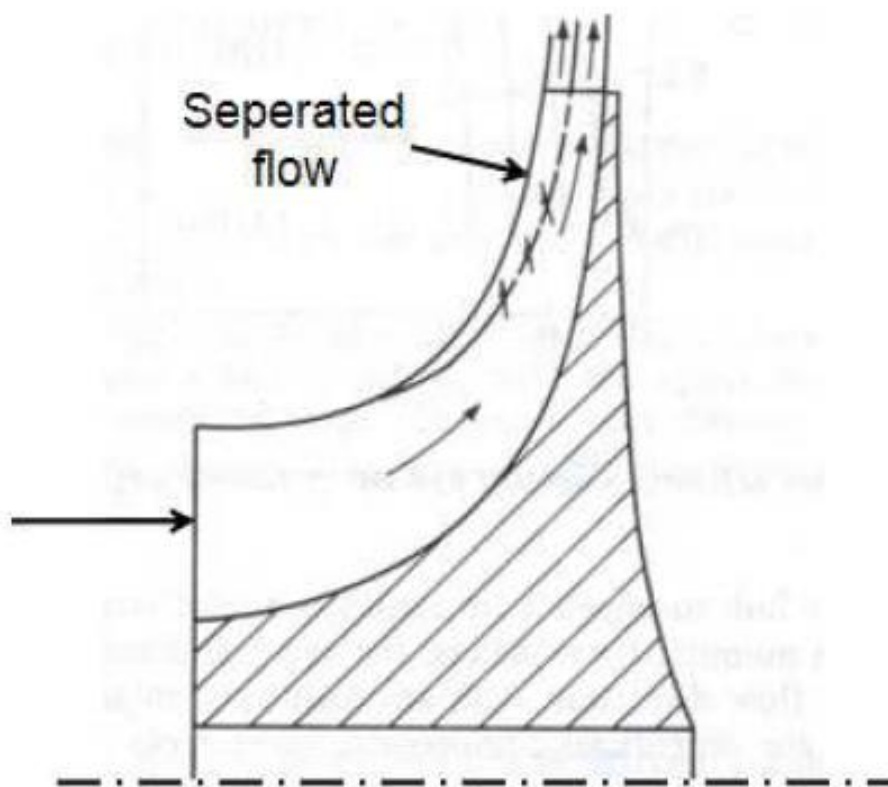
I parametri adatti come criteri di stallo nell'inducer sono: angolo di incidenza, rapporto di decelerazione  $W_{th}/W_3$  e l'aumento della pressione [26]. Inoltre, lo stallo dell'inducer può essere rilevato sperimentalmente inserendo una termocoppia vicino allo shroud o monitorando attentamente la pressione statica all'apice di quella regione. Con tali sistemazioni, le termocoppie leggeranno i valori di temperatura elevata a causa del riflusso.

### **1.3.4 Stallo impeller (nella girante)**

#### **1.3.4.1 PIRS (Progressive Impeller Rotating Stall)**

Lo stallo progressivo della girante rappresenta il caso tipico di stallo per cattiva incidenza sulle superfici palari, riscontrabile anche nei turbocompressori assiali. Visto che un canale di un impeller centrifugo ha una geometria tridimensionale estremamente complessa, una descrizione del fenomeno non può che essere di tipo qualitativo. Poiché il flusso dentro al rotore è dominato dalle correnti secondarie indotte dalle curvature e dalla rotazione, le zone corrispondenti al fluido stagnante a ridosso del bordo in depressione della pala e in prossimità della cassa, nel tratto radiale della girante, sono le più sensibili a presentare distacchi di vena, a causa anche della laminarizzazione dello strato limite che proprio in quelle posizioni si verifica. È così che, al diminuire della portata in transito, e dunque all'aumento dell'incidenza sulle pale, la zona di separazione tende a spostarsi dalla parte terminale radiale del canale, fino a quella assiale in prossimità dell'inducer, dove può portare alla formazione di flussi inversi, dotati di elevate componenti tangenziali, atti a produrre la rotazione della zona stallata (fig.1.16). L'avanzare dello stallo, al diminuire della portata di flusso, porta a un lento abbassarsi della pressione elaborata dalla macchina perché lento è l'espandersi del fronte di fluido separato all'interno dei vani palari, da qui il nome di stallo progressivo.





*Figura 1.16: Separazione di flusso in un impeller centrifugo dovuto ai flussi secondari*

La separazione avviene anche sul lato di depressione (suction side) della pala in direzione radiale della girante e porta alla formazione della scia. Essa rappresenta il primo tipo di stallo rotante nell'impeller centrifugo ed è normalmente caratterizzato da strutture di flusso primario e secondario (Dean e Young, 1976)[27]. Tuttavia, questa tipologia di stallo viene considerata stazionaria, in quanto le regioni stallate sono presenti in tutti i canali palari e ruotano alla velocità di rotazione dell'impeller. Esse non impongono un carico palare instazionario e sono da considerarsi come una condizione di funzionamento accettabile per gli impeller centrifughi avanzati.

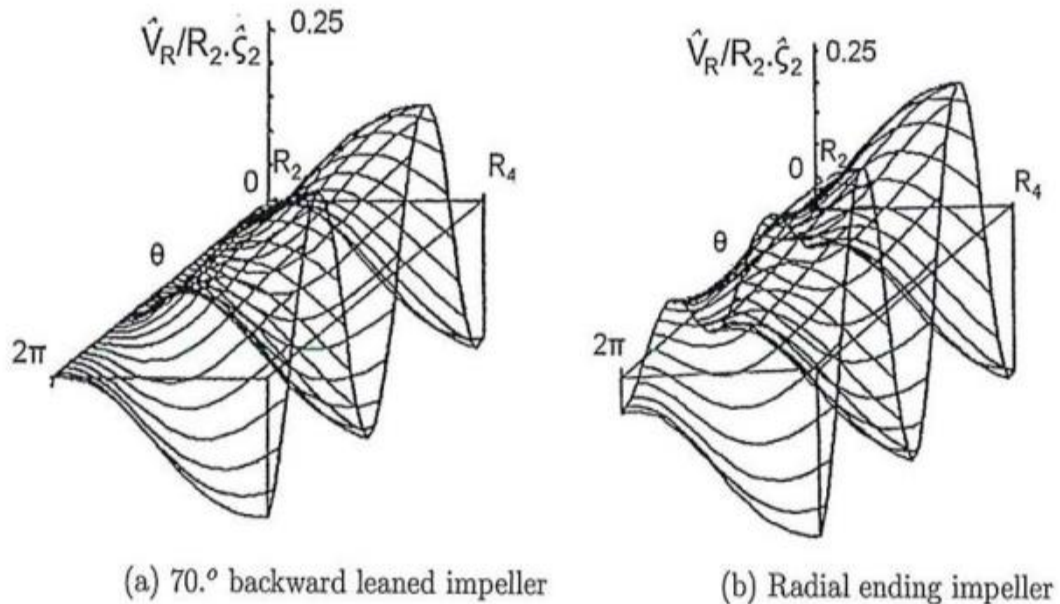
Per concludere questa parte, si noti che per prevedere l'inizio dello stallo nella girante, vengono utilizzati il rapporto di velocità e il fattore di diffusione.

#### 1.3.4.2 AIRS (Abrupt Impeller Rotating Stall)

Lo stallo improvviso, a differenza del fenomeno precedente, si manifesta con un crollo netto della pressione elaborata dalla macchina. Esso è sempre originato dall'interazione della girante e del diffusore posto a valle, e coinvolge in maniera evidente la dinamica del mescolamento dei flussi secondari a cavallo di questi due elementi. Non esiste una teoria univoca per la descrizione del fenomeno. L'abrupt impeller rotating stall, AIRS, è caratterizzato da grosse fluttuazioni di pressione e velocità nel diffusore non palettato che si estendono a monte verso l'impeller. Questo può condurre alla distorsione del campo di moto all'uscita della girante, bloccando alcuni canali palari e portando al crollo rapido della pressione elaborata. Le oscillazioni di pressione e velocità, rilevate sperimentalmente, sono estremamente violente, soprattutto a confronto con quelle, praticamente sinusoidali, accompagnate allo stallo del

diffusore che le precede. La velocità di rotazione delle celle è dell'ordine del 20÷30% di quella della girante e tende ad aumentare al diminuire della portata elaborata (e dunque all'aumentare dell'incidenza del flusso in ingresso al diffusore).

Secondo i risultati ottenuti dal lavoro di Tsujimoto et al (1994) [28] si è notato che l'AIRS è caratterizzato da una grossa variazione del flusso in uscita all'impeller nel caso di palettature radiali e nessuna variazione nel caso di pale backward (Fig. 1.17).



*Figura 1.17: Variazione della velocità di uscita impeller dovuto a perturbazioni circonferenziali (Tsujimoto 1994) [28]*

L'instabilità legato all'interazione tra girante e diffusore non palettato (vaneless) è stata anche studiata teoricamente da Moore (1989 e 1991) [29, 30], dove sono state analizzate le dinamiche comportamentali di combinazioni di diffusori non palettati con impeller ad uscita radiale. Il sistema di equazioni risolto da Moore [29] è coerente con quello di Abdelhamid (1980) [31], ma il metodo di analisi è completamente differente. I risultati principale di Moore, in Figura 1.18, mostrano diversi contours di rapporti dei raggi di diffusori ed il coefficiente di flusso al quale possono presentarsi onde rotanti. Moore usa la parola onda per descrivere l'instazionarietà in quanto il fenomeno è caratterizzato da onde di risonanza e non è richiesta la condizione di stallo del diffusore o dell'impeller. Sebbene gli effetti viscosi non sono stati esplicitamente menzionati nella teoria di Abdelhamid o di Moore, essi giocano un importante ruolo nella risposta del rotore alle distorsioni del flusso, includendo il ritardo di tempo tra le variazioni di pressione e di velocità. La figura originale di Moore mostra che i contour per il primo modo con  $\lambda = 1$  e il range delle frequenze che va fino a 0.46 è molto simile ai valori osservati per l'AIRS.

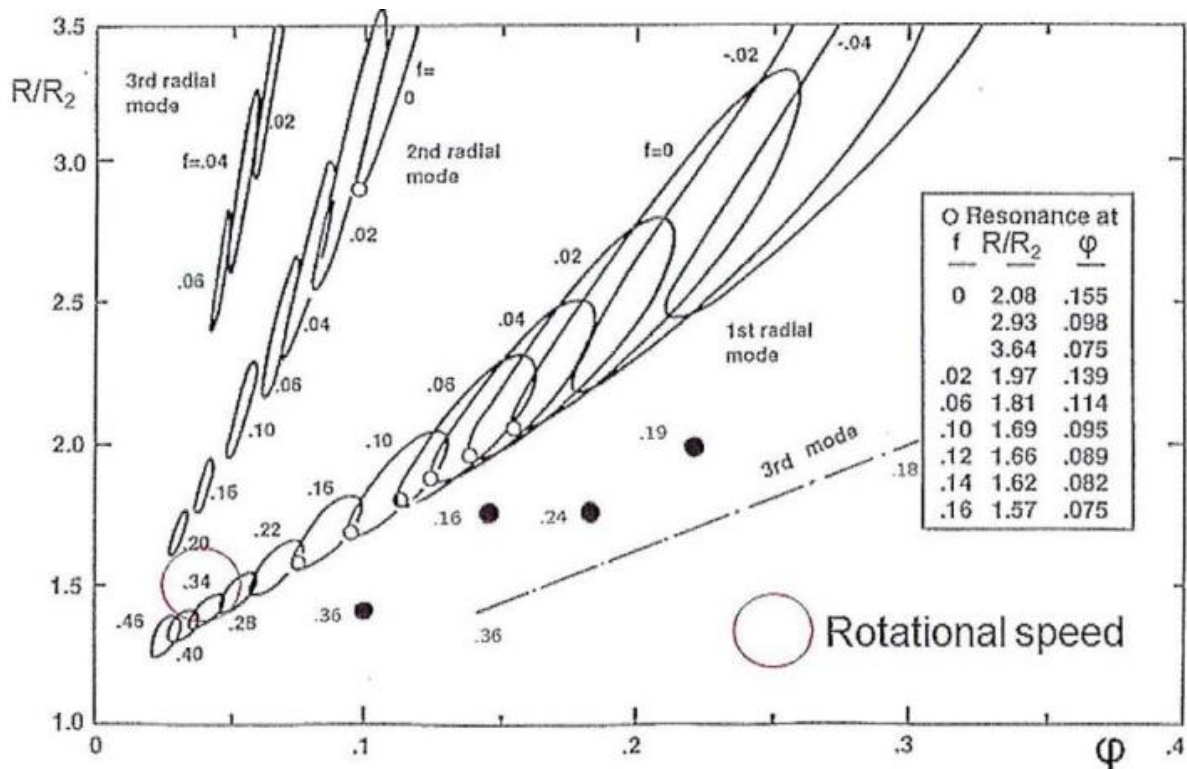


Figura 1.18: Contours di rapporti dei raggi del diffusore (Moore, 1986) [29]

#### 1.3.4.3 Stallo del diffusore

Lo stallo può essere osservato nei diffusori palettati e non. Esso è caratterizzato da una instabilità fluidodinamica che si manifesta sotto forma di onda sinusoidali di velocità e di pressione in moto. Nella sezione seguente verrà trattato lo stallo nelle diverse tipologie di diffusore citate.

##### Stallo del diffusore non palettato (Vaneless diffuser stall)

La teoria di Frigne e Van Den Braembussche mette in evidenza un elemento chiave per la determinazione di un modello per la simulazione dello stallo rotante nel diffusore non palettato di un compressore centrifugo: il fenomeno può essere descritto come una fluttuazione sinusoidale delle grandezze fluidodinamiche (in particolare velocità e pressione) lungo la direzione anulare, sovrapposta ad un flusso non disturbato ideale corrispondente alla corrente principale. Questo fatto ha il grosso vantaggio di escludere dalla modellizzazione le dinamiche viscose degli strati limite che agiscono unicamente imponendo il disturbo al flusso irrotazionale principale. Il fatto che le fluttuazioni siano, effettivamente, sinusoidali è stato confermato da svariate indagini sperimentali; una delle più note è stata effettuata da Abdelhamid et al. [31]: Oltre alle fluttuazioni delle grandezze del flusso, esistono altri fattori che condizionano l'instaurarsi di instabilità del flusso all'interno del diffusore non palettato. Una condizione necessaria per l'innescare del fenomeno è l'inversione della componente di velocità radiale in parete originata dagli elevati gradi di incidenza; tuttavia, il meccanismo è pesantemente influenzato dalla geometria del diffusore (ovvero dalla sua larghezza  $b$  e dal rapporto tra il raggio esterno e interno  $R_3/R_2$ ) e dal grado di turbolenza della corrente (e quindi dal numero di Reynolds).

La separazione di flusso nel diffusore non palettato è comunemente causata dall'inversione locale del flusso che si verifica normalmente sullo shroud del diffusore ed è molto influenzato dal flusso in uscita dalla girante. Per conservare il momento angolare, il flusso in un diffusore non palettato (fig.1.19) a pareti parallele tende a mantenere un angolo di flusso costante (eq.1.8). Tuttavia, a causa degli effetti di compressibilità e viscosità, la linea di flusso vicino alla parete ha meno energia cinetica e segue un percorso di angolo a spirale meno ridotto fino a quando alla fine non viene trascinato indietro verso la girante. Questo flusso di ritorno è lo stallo del diffusore.

$$\tan^{-1} \left( \frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right) = \text{Constant} \quad (1.8)$$

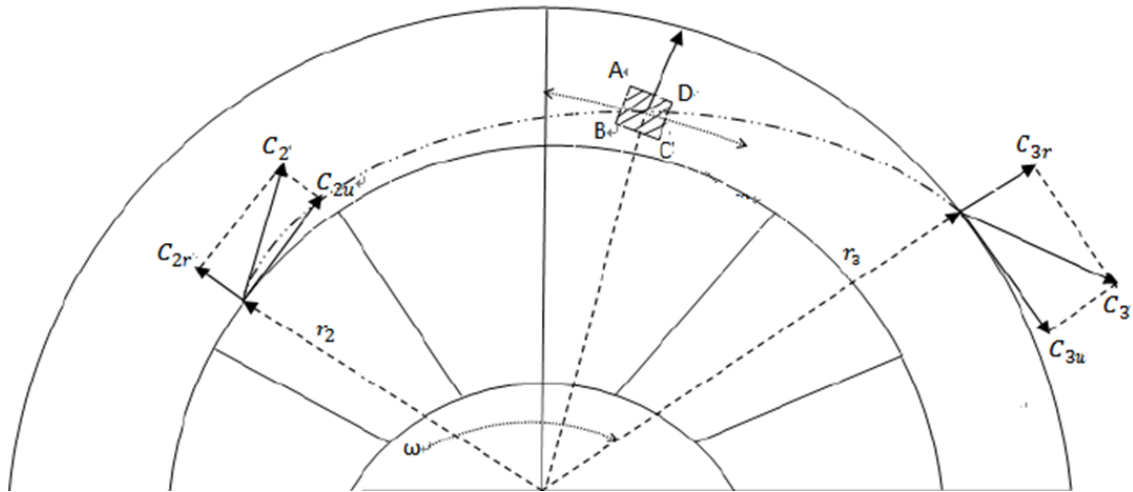


Figura 1.19: Geometria di un diffusore non palettato

Tuttavia, ci sono controversie su quale fattore causi effettivamente il verificarsi dello stallo rotante. Alcuni autori mettono in relazione lo stallo del diffusore [interruzione del flusso] agli effetti della separazione degli strati limite ([18] e [32]), mentre altri pensano che il nucleo di flusso non viscoso sia la possibile ragione [33], e ancora altri ricercatori ritengono che l'interazione tra il flusso centrale e lo strato limite è responsabile dello stallo rotante [34]. Tuttavia, la maggior parte di questi studi concorda sul fatto che lo stallo rotante si verifica quando:

1. L'angolo assoluto del flusso in ingresso raggiunge un valore critico  $\alpha_{cr}$  [dove, l'angolo critico dipende dalla geometria del diffusore e dai parametri aerodinamici]
2. Ci sono separazioni tridimensionali dello strato limite.

Mediante i suoi studi teorici e sperimentali, Jansen [18] è stato il primo autore a dimostrare che lo stallo rotante può scaturire da un'inversione locale della componente della velocità radiale nel diffusore non palettato, senza interazioni con l'impeller. Questo approccio teorico parte dalle equazioni di continuità e quantità di moto nelle direzioni radiale e tangenziale per flusso instazionario, incomprimibile e non viscoso, al quale è sovrapposta una perturbazione instazionaria con le condizioni al contorno poste come indicato in corrispondenza nella figura 1.20.

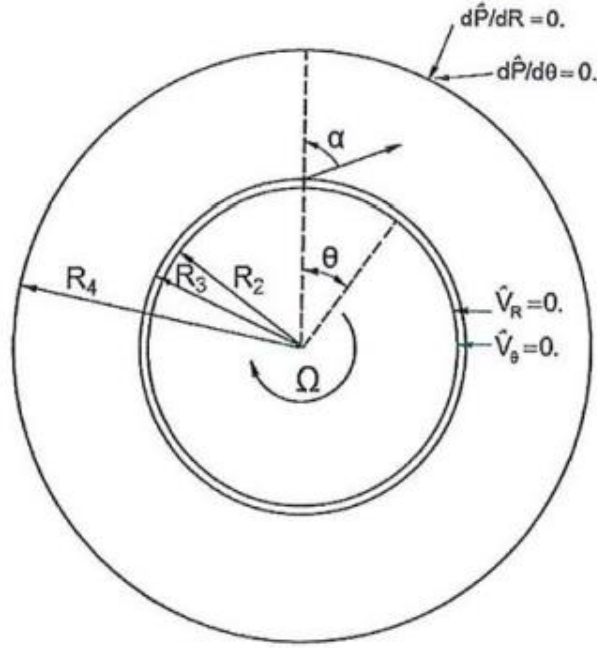


Figura 1.20: modello di stabilità del diffusore non palettato (Jansen, 1964)

La seguente equazione d'onda linearizzata descrive il flusso instazionario nel piano assialsimmetrico del diffusore non palettato:

$$\frac{r}{v_\theta} \frac{\partial \Delta \phi}{\partial t} + \frac{1}{r \tan \alpha} \frac{\partial \Delta \phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial \Delta \phi}{\partial \theta} = 0 \quad (1.9)$$

La più semplice soluzione che descrive un disturbo come un'onda periodica è:

$$\phi = A_\phi(R) e^{St + i\lambda\theta} \quad (1.10)$$

Dove:

$A_\phi(R)$  definisce la variazione radiale dell'ampiezza dell'onda

$\lambda$  è il numero di onde sulla circonferenza.

$S$  è il tasso di crescita esponenziale di una perturbazione e viene definito come segue:

$$S = -\left(\frac{\alpha_\sigma}{\tan \alpha} - i(\tan \alpha)\right) \frac{\lambda V_{u,2} R_2}{R_4^2} \quad (1.11)$$

Il sistema sarà instazionario, quando l'ampiezza delle perturbazioni di velocità cresce, cioè sotto le condizioni che rendono la parte reale di  $S$  positiva ovvero  $\frac{\alpha_\sigma}{\tan \alpha} < 0$  oppure  $\alpha > 90^\circ$ . Questa analisi rivela che l'inizio dello stallo rotante nel diffusore non palettato, con flusso uniforme al suo ingresso, è dovuto alla presenza di ritorno di flusso nel diffusore.

La teoria di Jansen conduce ad un pratico criterio di stabilità quando viene combinata con dei metodi di calcoli del flusso viscoso per predire il ritorno di flusso negli strati limite. In particolare, le condizioni per la stabilità del diffusore, individuate in questa maniera come una

funzione del rapporto di spessore nell'inlet  $b_2/R_2$  e dell'angolo del flusso in ingresso del diffusore  $\alpha_2$  sono risultate troppo restrittive nel caso di diffusori stretti.

Basandosi su dati sperimentali, Senoo e Kinoshita [32] affermano che il VDRS avviene quando l'angolo di ingresso del flusso nel diffusore supera l'angolo critico di ingresso ( $\alpha_{2c}$ ) definito come:

$$\frac{90 - \alpha_{2c}}{90 - \alpha_{2,ret}} = 0.88 \quad (1.12)$$

Dove:

$\alpha_{2,ret}$  è l'angolo d'ingresso del diffusore per il quale si ha l'inizio del ritorno di flusso.

Tali calcoli permettono anche di prevedere l'influenza di diversi parametri aerodinamici e geometrici sul ritorno del flusso nei diffusori vaneless. Come mostrato in Figura 1.21, i diffusori stretti risultano più stabili rispetto a quelli larghi.

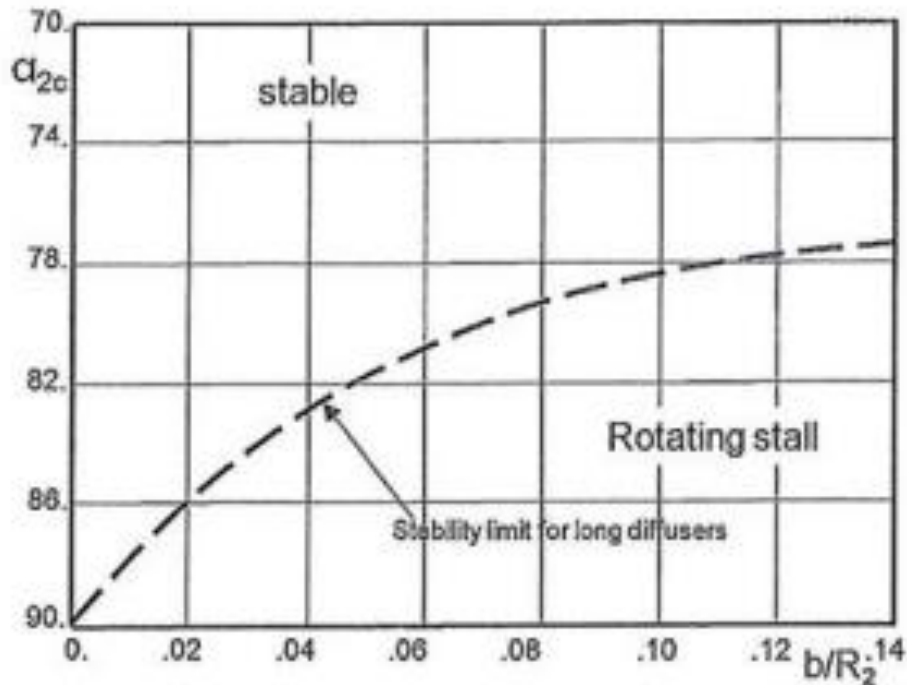


Figura 1.21: Angolo critico in ingresso del diffusore non palettato (Senoo 1977) [32]

Calcoli effettuati a diversi numeri di Reynolds mostrano una maggiore stabilità per diffusori larghi all'aumentare del numero di Reynolds dovuto a una maggiore turbolenza negli strati limite di parete che sono più resistenti al gradiente di pressione trasversale.

#### Stallo nel diffusore palettato (Vaned diffuser stall)

Lo stallo del diffusore a palette si verifica quando l'angolo di incidenza dell'aria all'ingresso delle palette del diffusore raggiunge un angolo critico, in modo simile allo stallo dell'inducer. Perciò l'incidenza al leading edge del diffusore è il parametro che gioca un ruolo chiave all'inizio dello stallo rotante del diffusore.

#### 1.3.4.4 Stallo nella voluta (Volute stall)

Pochissimi studi sono stati condotti sullo stallo generato a causa delle instabilità della voluta. La semplice voluta sospesa diventa essenzialmente un diffusore conico avvolto, con flusso vorticoso che potrebbe entrare in una modalità di stallo ordinaria o inclinata. Sono stati studiati degli stadi in cui sono stati trovati stallo e surge non appena la voluta è passata dalla modalità di accelerazione a quella di diffusione. Fischer, 1988 [35] ha osservato che nei compressori con diffusore non palettato la linguetta della voluta crea un disturbo circonferenziale che porta ad un campo di pressione non uniforme nell'inducer, che può causare uno stallo prematuro, portando infine al surge.

L'instabilità della zona della lingua è stata segnalata anche da Hillewaert et al. 1999 [36] che hanno sviluppato un codice numerico per studiare l'interazione della voluta con la girante e hanno concluso che ad alta portata di massa la più forte distorsione della pressione statica si trova intorno alla zona della lingua che crea un flusso separato nel cono di uscita sul lato di aspirazione della lingua stessa.

Dalle poche indagini ottenute sull'instabilità della voluta, possiamo concludere che l'instabilità della voluta può avere un effetto decisivo sull'instabilità dello stadio, tuttavia è l'instabilità meno studiata nei compressori centrifughi.

## **1.4 Surge**

La differenza essenziale tra stallo rotante e surge è che il flusso assiale medio nello stallo rotante è costante nel tempo ma di portata massica circonferenzialmente non uniforme, mentre nel surge, il flusso è instabile ma circonferenzialmente uniforme. Inoltre, nei compressori ad alta velocità, il ritorno del flusso può essere innescato da un'onda d'urto.

Questa instabilità essenzialmente unidimensionale del surge influisce sul sistema di compressione nel suo complesso e si traduce in un'oscillazione del ciclo limite nella mappa del compressore. Il funzionamento durante il surge spesso si traduce in una notevole perdita di prestazioni ed efficienza e può portare a livelli elevati di sollecitazione meccanica della pala e della cassa.

Alcune modellizzazioni sono state proposte da Emmons et al. [9] e successivamente da Taylor (1966) [37] e Dussourd (1977) [38], e sono state estese ad un sistema non lineare e applicate a compressori assiali da Greitzer (1976) [39].



## Bibliografia

- [1] Pamphreen R. C., 1993, Compressor surge and stall, Concepts ETI, Norwich
- [2] Schulze W. M., Erwin J. R., Westphal W. R., 1950, Investigation of an Impulse Axial-Flow Compressor Rotor Over a Range of Blade Angles, NACA RM L50F27a
- [3] Emmons H.W., Pearson C. E. and Grant H. P., 1952, Compressor Surge and Stall Propagation, ASME, pp. Paper No. 53-A-65.
- [4] Toyoma, K., Runstadler P. W. and Dean R. C., 1977, An Experimental Study of Surge in Centrifugal Compressors, ASME Journal of FLuids Engineering, pp. 115-131
- [5] Stenz R. H., 1980, The analysis of surge, Texas: TurboMachinery Laboratory A&M University, Ninth TurboMachinery Symposium. pp. 57-61.
- [6] Greitzer E. M., 1976, Surge and Rotating stall in axial flow compressors, Part I: Theoretical compression system model, Journal of Engineering for Power, pp. 190-198.
- [7] Greitzer E. M., 1976, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors. Part II: Experimental Results and Comparison with Theory, ASME Journal of Engineering for Power, pp. 199-211.
- [8] Greitzer E. M., 1981, The stability of pumping systems, ASME Journal of Fluids Engineering, pp. Vol, 103. 193-242
- [9] Emmons H., Pearson C. E., Grant H. P., 1955, Compressor surge and stall propagation, Trans ASME, 77(4), pp. 455-469
- [10] Graham R., Guentert E. C., 1965, Compressor stall and blade vibration
- [11] Lennemann E., Howard J. H. G., 1970, Unsteady flow phenomena in rotating centrifugal impeller passages, Trans. ASME Journ. Eng. For Power, 92(1), pp. 65-72
- [12] Takata H., Nagano S., 1972, Nonlinear analysis of rotating stall, ASME Paper No. 72-GT-3
- [13] Chen J., Hasemann H., Seidel U., Jin D., Huang X., Rautenberg M., 1993, The interpretation of internal pressure patterns of rotating stall in centrifugal compressor impellers, ASME Paper No. 93-GT-192
- [14] Chen J., Hasemann H., Shi L., Rautenberg M., 1994, Stall inception behaviour in a centrifugal compressor, ASME Paper No. 94-GT-159
- [15] Japikse D. and Baines N. C., 1997, Introduction to turboMachinery, Concepts ETI, s.l.
- [16] Frigne P. and Van den Braembussche R., 1985, A theoretical model for rotating stall in vaneless diffusers of a centrifugal compressor, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Paper No.82-GT-188, s.l.
- [17] Frigne P., Van den Braembussche R. A., 1984, Distinction between Types of Impeller and Diffuser Rotating in Centrifugal Compressors with Vaneless Diffuser, ASME J. of Eng. for Gas Turbines & Power, Vol. 106, No 2, pp. 468-474
- [18] Jansen W., 1964, Steady fluid flow in a radial vaneless diffuser, ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 86(4), pp: 607-619, s.l.
- [19] Van den Braembussche R. A., Frigne P., Roustan M., 1980, Rotating non uniform flow in radial compressors. In Centrifugal Compressors, Flow Phenomena and Performance, AGARD Conference Proceedings CP-282.



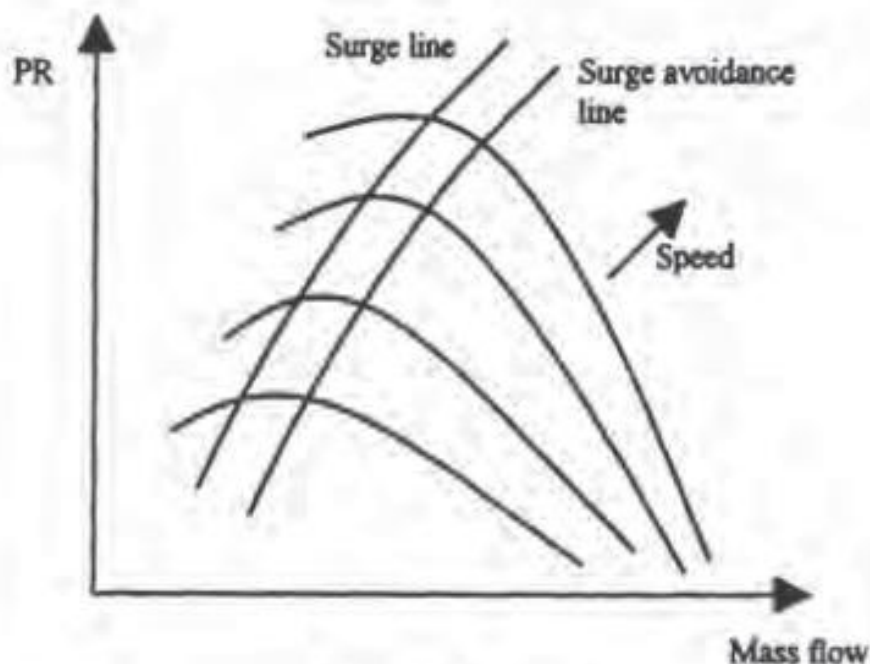
- [20] Abdelhamid A. N., Colwill W. H., Barrows J. F., 1979, Experimental investigation of unsteady phenomena in vaneless radial diffusers, ASME Paper No. 78-GT-23, Trans. ASME Journ. Eng. for Power 101(1): pp. 52-60
- [21] Senoo Y., Kinoshita Y., 1978, Limits of rotating stall and stall in vaneless diffuser of centrifugal compressors, ASME P 78 GT 19
- [22] Kinoshita Y., Senoo Y., 1985, Rotating stall induced in vaneless diffusers of very low specific speed centrifugal blowers, Trans. ASME Journ. Eng. Gas Turb. and Power, 107(2), pp. 514-521
- [23] Imaichi K., Tsurusaki H., 1979, Rotating stall in a vaneless diffuser of centrifugal fan, ASME Winter Annual Meeting 1979, Flow in Primary, Non-Rotating Passages in TurboMachines
- [24] Nishida H., Kobayashi H., Takagi T., Fukushima Y., 1988, A study on the rotating stall of centrifugal compressors, (1<sup>ST</sup> Report: Effect of vaneless diffuser width on rotating stall), Trans. Japan Society of Mechanical Engineers, 54(499), pp. 589-594
- [25] Kobayashi H., Nishida H., Takagi T., Fukushima Y., 1990, A study on the rotating stall of centrifugal compressors, (2<sup>ND</sup> Report: Effect of vaneless diffuser inlet shape on rotating stall), Trans. Japan Society of Engineers (B edition), 56(529), pp. 98-103
- [26] Kammer N. and Rutenberg M., 1985, Distinctions between different types of stall in centrifugal compressor stage, ASME, pp. paper 85-GT-195.
- [27] Dean R. C. Jr, Young L. R., 1976, The fluid dynamic design of advanced centrifugal compressor, Creare TN-244dean
- [28] Tsujimoto Y., Yoshida Y., Mori Y., 1994, Study of Vaneless Diffuser Rotating stall based on Two-dimensional Inviscid Flow Analysis, ASME FED-Vol. 195, Fluid Machinery
- [29] Moore F. K. and Greitzer E. M., 1986, A Theory of post-stall transient in axial compression systems – part I: development of equations. ASME J. Eng. Gas Turb. Power, 108, 68–76.
- [30] Moore F. K., 1991, Theory of finite disturbances in a centrifugal compressor system with a vaneless radial diffuser, ASME Paper No. 91-GT-82
- [31] Abdelhamid A. N. and Bertrand J., 1980, Distinction between two types of self excited gas oscillations in vaneless radial diffusers, Canadian Aeronautics and space journal, Canadian Aeronautics and space journal, pp. 105-117.
- [32] Senoo Y. and Kinoshita Y., 1977, Influence of inlet flow conditions and geometries of centrifugal vane less diffusers on critical flow angle for reverse flow, Trans ASME journal Fluids Eng, Vol. 99, pp: 98-103, s.l.
- [33] Dou H. S and Mizuki S., Analysis of the flow in vaneless diffusers with large width-to-radius ratios, 1998, pp: 193-201, s.l.: ASME Journal of turboMachinery, Vol. 120(1).
- [34] Frigne P. and Van den Braembussche R., 1985, A theoretical model for rotating stall in vaneless diffusers of a centrifugal compressor, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Paper No.82-GT-188
- [35] Fischer F.B., 1988, Application of map width enhancement devices to turbocharger compressor stages, SAE paper 880794.
- [36] Hillewaert K. and Van den Braembussche R., 1999, Numerical simulation of impeller-volute interaction in centrifugal compressors, ASME Journal of turboMachinery, Vol. 121, pp. 603-608.
- [37] Taylor E. S., 1960, The centrifugal compressor, Section J of The aerodynamics of turbines and compressors, Vol. X of High speed aerodynamics and jet propulsion, Princeton University Press, pp. 553-586

- [38] Dussourd J. L., Plannebecker G. W., Singhanian S. K., 1977, An experimental investigation of the control of surge in a radial compressors using close coupled resistance, Trans. ASME Journ. Fluids Eng. 99(1): pp. 64-76
- [39] Greitzer E. M., 1976, Surge and rotating stall in axial flow compressors, Trans. ASME Journ. Eng. for Power, 98(2), pp. 190-217

## Capitolo 2: Tecniche di estensione del campo operativo dei compressori

Lo stallo rotante e il surge sono fenomeni che possono portare al guasto un compressore (a causa di grandi carichi meccanici e termici nella paletta e nel rivestimento) e limitarne le prestazioni e l'efficienza. Pertanto, la soppressione di questi fenomeni migliora l'affidabilità, la durata e le prestazioni del compressore.

Le tecniche di prevenzione del surge sono note e utilizzate da molto tempo nei sistemi industriali. La tecnica più utilizzata consiste nel fissare di una linea di prevenzione del surge che viene tracciata ad una distanza specificata dalla linea di surge per garantire che nonostante tutte le incertezze, e nelle peggiori condizioni, la macchina non vada in surge come mostra la figura 2.1. In quell'approccio, il sistema di controllo non consente al compressore di funzionare sul lato sinistro della linea di prevenzione del surge. Per individuare la linea di prevenzione del surge sulla mappa del compressore, è necessario specificare un margine di sicurezza. Tuttavia, a causa della presenza del margine di sicurezza, il metodo limita il pieno sfruttamento della macchina poiché la regione del consumo di potenza specifico più basso o della massima efficienza nella mappa del compressore è vicina alla linea di surge. Inoltre, i punti di funzionamento che sono vicino alla linea del surge hanno un maggior rapporto di pressione. Quindi è desiderabile far funzionare il compressore più vicino alla linea di surge, ma tale misura comporta un maggior rischio di stallo o di surge.



*Figura 2.1: esempio di mappa di compressore con limiti caratteristici della tecnica di prevenzione*

Per superare questo dilemma, esistono diversi modi per ampliare la regione dei punti operativi possibili prevenendo o sopprimendo il surge. Queste misure possono essere raggruppate in due

categorie: tecniche che si concentrano su un migliore design interno del compressore e tecniche che tentano di sopprimere le instabilità mediante il controllo.

La prima tecnica può essere attuata con modifiche nella progettazione e nella costruzione del compressore come le palette di guida di ingresso note con la sigla IGV (Inlet Guide vaned)[1], modifiche della distanza tra le punte delle palette (Day, 1993) [2] oppure modifiche della geometria della cassa (Botros e Henderson, 1994 [3]. oppure con i cambiamenti nell'attrezzatura in cui si scarica il compressore.

Invece la seconda tecnica consiste nel controllo del surge modulando le caratteristiche del sistema di compressione o modificando i campi di flusso in ingresso o in uscita del compressore per sopprimere le instabilità.

## 2.1 Tecnica della geometria variabile del compressore

La geometria variabile può essere utilizzata sia all'ingresso dello stadio del compressore oppure nel diffusore. Un gran vantaggio delle tecniche a geometria variabile è la loro capacità di ridurre il limite della portata di surge senza influire negativamente sulle prestazioni del compressore nel punto di progettazione. Tale requisito viene soddisfatto poiché la tecnica rimane inattiva quando il compressore lavora nel punto di progetto ed essa viene attivata solo quando il surge è imminente.

### 2.1.1 Geometria variabile applicata all'ingresso (IGV)

Gli IGV possono essere impostati con un angolo positivo o negativo come mostrato nella figura 2.2.

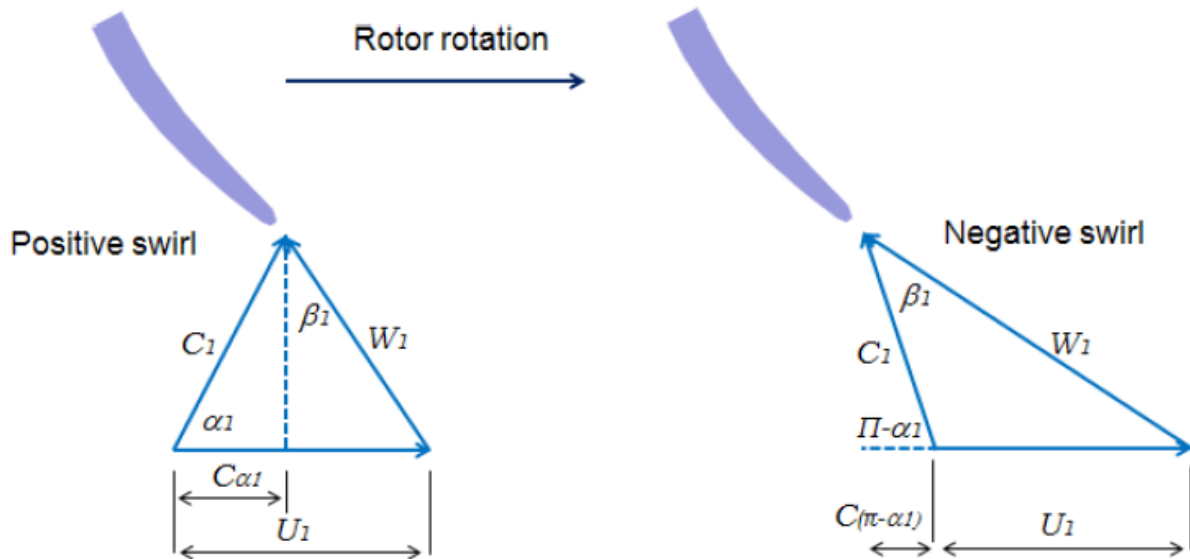


Figura 2.2: Modifica della struttura di flusso secondo il tipo IGV installato

Il flusso in un compressore centrifugo dotato dell'IGV è stato simulato numericamente e analizzato da Xiao et al, 2007 [4]. Dopo aver confermato la minor riduzione delle prestazioni, egli hanno notato che le curve passano a portate basse o ad alte portate quando si avvia rispettivamente un vortice positivo oppure uno negativo. Essi hanno concluso che ad angoli elevati delle pale di guida positive, le regioni di flusso di ritorno si trovano davanti alle superfici

di aspirazione delle pale del separatore a velocità di flusso elevate, mentre a velocità di flusso basse, esiste una separazione sul lato di aspirazione della pala principale.

Gli autori hanno proposto alcuni importanti miglioramenti al fine di minimizzare le perdite di pressione totale attraverso il sistema di palette di guida inducendo grandi angoli di vortice. Rodgers, 1964 [5] ha valutato la fattibilità di regolare le palette di guida di ingresso per migliorare il limite di stabilità di un compressore centrifugo con diffusore non palettato, ed è arrivato alla conclusione che cambiamenti significativi nelle caratteristiche di surge possono essere ottenuti attraverso la regolazione delle palette di guida di ingresso, a condizione che il diffusore non palettato non venga azionato vicino al suo limite di stabilità.

Rodgers (1990)[6] ha studiato l'uso di IGV in un compressore centrifugo monostadio con diffusore palettato e ha concluso che la regolazione degli IGV ha aumentato la stabilità della girante. Tale miglioramento ha permesso al diffusore di funzionare in stallo, e quindi ha indotto un aumento del range della stabilità del sistema di compressione.

Come si può vedere, gli IGV sono stati testati per diverse applicazioni di compressori con l'obiettivo di migliorare il margine di surge. Gli autori hanno concordato quanto segue:

- Gli angoli di regolazione positivi spostano la linea di surge a basse portate, riducendo le perdite di incidenza all'ingresso della girante a basse portate.
- L'efficienza aumenta leggermente a portate medie e basse, con angoli di regolazione positivi.

Tuttavia, gli IGV creano elevate perdite di pressione, in particolare per angoli di regolazione elevati e ad alte velocità e portate.

Sebbene gli angoli di impostazione dell'IGV positivi abbiano dimostrato la loro capacità di migliorare la linea di surge e aumentare leggermente l'efficienza a portate medie e basse, questa tecnica non viene ancora utilizzata per le applicazioni con turbocompressore. Ciò è dovuto alla complessità della produzione, al rumore in particolare alle alte velocità, al controllo e quindi dei costi aggiuntivi.

Oltre all'IGV, il vortice all'ingresso della girante può essere distribuito utilizzando una delle seguenti tecniche:

A. Variable inlet guide vanes (VIGV)

B. Radial guide vanes (RGV)

C. Altri generatori di vortice

#### 2.1.1.1 Palette di guida variabile in ingresso (Variable Inlet guide vanes: VIGV)

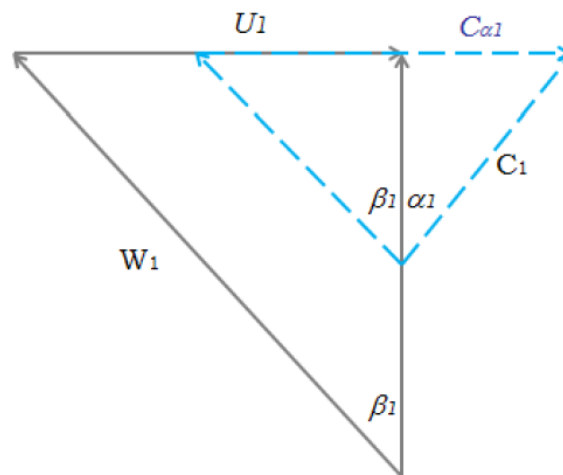
L'uso di palette di guida variabili (VIGV: Variable inlet guide vanes) è uno dei modi per aumentare il margine di stallo ed è stato utilizzato sia nei compressori assiali che in quelli centrifughi. Esse sono comunemente utilizzate quando si avvia o si accelerano i motori per evitare di attraversare la linea di surge. Esse funzionano secondo uno dei due principi seguenti:

- Strozzare il flusso all'ingresso utilizzando semplici palette di guida inefficienti per riposizionare il punto di funzionamento del compressore modificando la densità dell'aria.
- Modificare il vortice di ingresso, che è l'approccio più efficiente. In questo caso il compressore viene scaricato secondo l'equazione di Eulero delle turbomacchine.

In caso di vortice positivo (nel senso di rotazione del rotore), la linea di surge si sposta a portate inferiori diminuendo l'angolo di incidenza al quale si verifica il surge a un valore inferiore di

portata. Ciò è illustrato nel diagramma vettoriale della figura 2.3. I vettori a linea continua mostrano il triangolo di velocità sprovvisto di vortice con un angolo di flusso relativo in ingresso  $\beta$  per una data velocità periferica del rotore  $U$ . A causa del vortice positivo, lo stesso valore dell'angolo di flusso relativo in ingresso si verifica a un valore inferiore della velocità assiale. Ciò significa che l'angolo di incidenza dello stallo si verificherà a un valore inferiore della portata massica fornendo così un funzionamento più stabile e più ampio [7].

In caso di vortice negativo, la linea di surge si sposta su portate più elevate aumentando l'angolo di incidenza a cui si verifica il rigonfiamento del flusso ad un valore più alto di portata. Con il vortice negativo, lo stesso valore dell'angolo di flusso relativo in ingresso si verifica a un valore più alto della velocità assiale. Ciò significa che l'angolo di incidenza dello stallo si verificherà a un valore più elevato della portata massica e quindi fornirà un campo di funzionamento stabile più ristretto.



*Figura 2.3: Triangoli di velocità con l'impatto del VIGV con angolo positivo*

Le palette di guida a ingresso variabile [VIGV] sono state utilizzate nei compressori centrifughi per soffianti, nelle turbine a gas per la generazione di energia elettrica, e tuttavia non sono state utilizzate nell'applicazione dei turbocompressori automobilistici. Uchida et al, 2006 [8] hanno studiato l'effetto sul limite del surge di un turbocompressore utilizzando un IGV variabile. La figura 2.4 mostra l'effetto di un angolo di impostazione IGV di  $+ 80^\circ$  rispetto a un angolo di impostazione IGV di  $0^\circ$ , sul rapporto di compressione del compressore. Come si può vedere, il miglioramento della linea di pompaggio è accompagnato da elevate perdite di carico. Ciò può essere spiegato dalla caduta di pressione attraverso gli IGV e dalla prerotazione positiva.

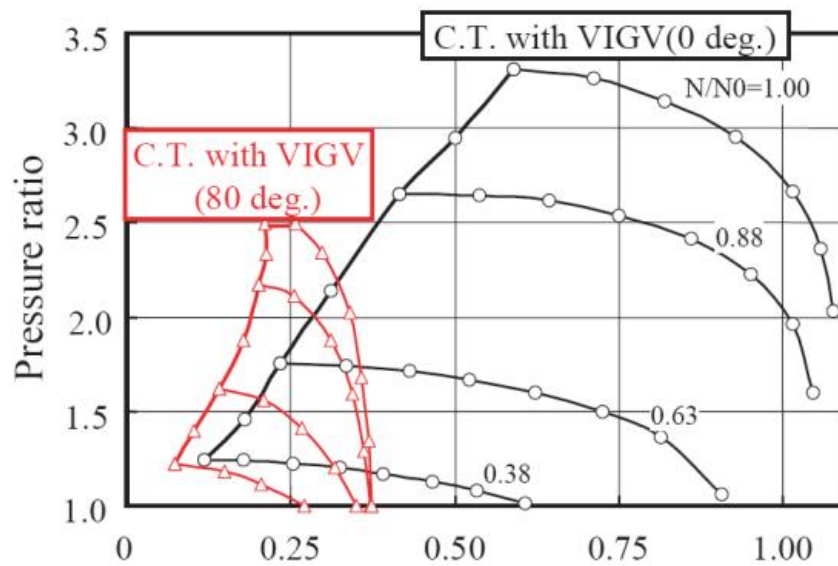


Figura 2.4: Impatto dell'IGV sul rapporto di pressione

L'effetto del vortice all'ingresso del compressore è stato ampiamente studiato per piccole turbine a gas ([5], [9], [6]). Whitfield et al, [10], Simon et al, 1987 [11], and Najjar & Akeel, [12], hanno lavorato per compressori di processo. Mentre Ishino et al, 1999 [13], Nikpour, 2004 [14], and Galindo, 2006 [15], hanno investigato l'effetto del vortice per turbocompressori.

#### 2.1.1.2 Palette di guida radiali (Radial Guide Vanes: RGV)

In questo caso le palette di guida sono installate nel condotto di ingresso radiale, perpendicolare alle asse di rotazione del compressore (fig.2.5). Con le palette di guida radiali, il vortice viene avviato sul piano radiale e quindi trasformato in direzione assiale.

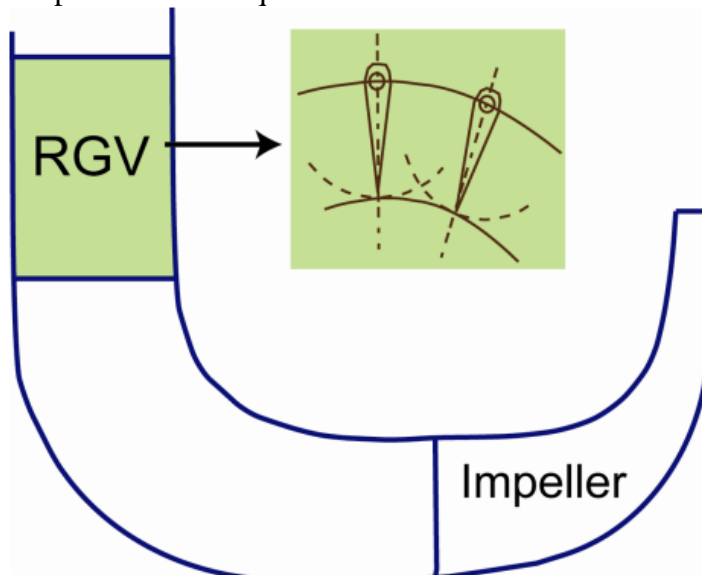


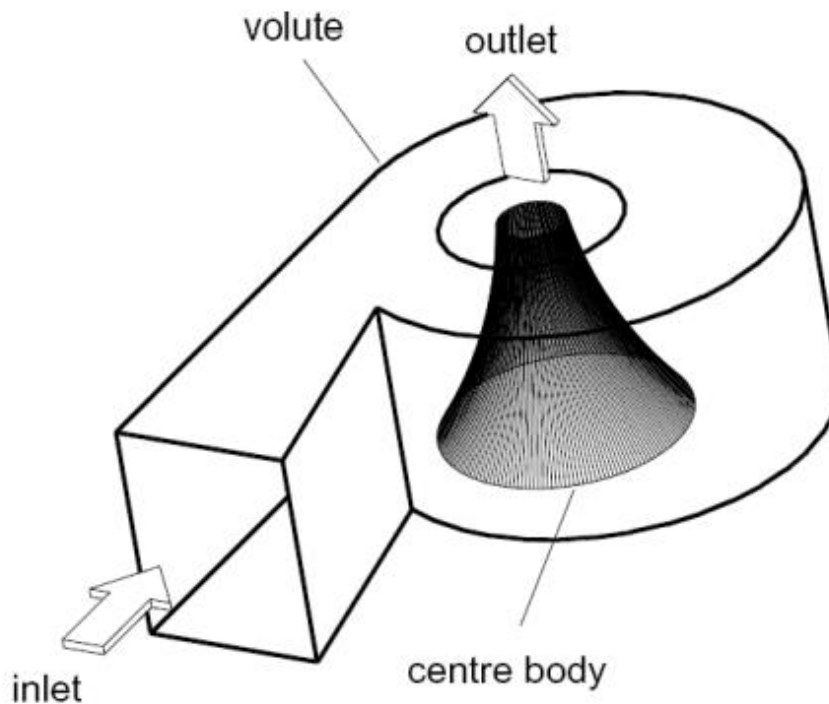
Figura 2.5: Configurazione della RGV

Sono state condotte pochissime indagini sull'applicazione della RGV su applicazioni di turbocompressori automobilistici e il sistema non viene applicato perché presenta ancora alcuni importanti inconvenienti.

Come svantaggi, gli RGV non possono ottenere vortice zero poiché il condotto curvo produce turbolenza anche se l'angolo radiale delle palette è nullo. Inoltre, le RDV necessitano dei sistemi di controllo aggiuntivi, quindi un incremento di costi.

#### 2.1.1.3 Altri generatori di turbolenza

Whitfield & Abdullah, 1998 [16] hanno studiato l'applicazione di un alto vortice di ingresso mediante l'uso di una voluta a geometria variabile all'ingresso del compressore. La tecnica proposta era vantaggiosa nella soppressione dei picchi producendo angoli di vortice elevati in modo efficiente. Tuttavia, uno dei principali svantaggi di questa configurazione è il posto che occupa e la sua necessità di avere un doppio ingresso, che è un importante vincolo per l'applicazione automobilistica (fig.2.6).



*Figura 2.6: Funzionamento di un generatore di turbolenza*

Il meccanismo di generazione di turbolenza presentato si aggiungerebbe sostanzialmente al costo totale e alla complessità di un'unità turbocompressore. Inoltre, con lo spazio ridotto assegnato nel veicolo, queste tecniche possono essere difficili da installare.

#### 2.1.2 Geometria variabile applicata al diffusore

Un tipico diffusore palettato è costituito da due parti, uno spazio semi-svuotato in cui il flusso, di tipo a vortice libero, diventa un flusso incanalato rettilineo, che viene diffuso dalla gola della



paletta all'uscita. In teoria le perdite per attrito del diffusore palettato possono essere ridotte riducendo il lungo percorso di flusso solitamente associato a quello non palettato.

Chapman et al. 2003 [17] hanno riportato uno studio numerico sull'effetto del diffusore a pale variabili sulle prestazioni del turbocompressore. Essi hanno concluso che l'incidenza gioca il ruolo principale nel determinare la portata del diffusore, e con un angolo di regolazione di  $10^\circ$  si ha la migliore efficienza con il recupero della pressione aumentato. Chapman et al, 2007 [18] hanno sviluppato un diffusore a palette variabili (fig.2.7). Il sistema variabile può essere ruotato in tempo reale per aumentare il campo di funzionamento del turbocompressore in condizioni di carico.



*Figura 2.7: Compressore a diffusore palettato con palette variabili*

Uno degli svantaggi di questa tecnica è che bisogna, indipendentemente dai buoni risultati ottenuti dai diffusori a palette variabili, fare un'analisi economica per il guadagno rispetto al payoff. Inoltre, la produzione di rumore dovuta alla piccola distanza tra il bordo di uscita della pala della girante e il bordo di entrata del diffusore è ancora un problema di questa tecnica (Salvage, 1999 [19]).

## **2.2 Tecniche a geometria fissa del compressore**

Sono state considerate diverse tecniche in grado di influenzare il campo di funzionamento stabile della girante modificando i suoi stati di flusso di base. La metodologia di controllo del surge può essere suddivisa in metodi di controllo del surge passivi e attivi. In entrambe le tecniche di controllo attivo e passivo, la mappa delle prestazioni caratteristiche del compressore viene modificata e la linea di surge viene spostata su una portata massica inferiore per la stessa pressione. Spostando la linea di surge, alcune parti dell'area instabile nella mappa delle prestazioni vengono stabilizzate da questo approccio. Un vantaggio di questa metodologia è

che il compressore ora può funzionare vicino al massimo dell'efficienza e ad alti rapporti di pressione a portate di massa inferiori, con un rischio ridotto di surge.

### **2.2.1 Metodi di controllo attivo**

L'idea di estendere il campo di funzionamento del compressore attraverso l'uso di tecniche di controllo attivo è stata resa pubblica per la prima volta nella letteratura aperta da Epstein et al. [20], e da allora sono stati condotti esperimenti di successo da Day [21], Paduano et al. [22], D'Andrea et al. [23] e Gysling e Greitzer [24].

I principali contributi in questo campo si basano sui lavori di Greitzer [25] e Moore e Greitzer [26], che hanno proposto modelli non lineari della dinamica del sistema di compressione che sono stati ampiamente sfruttati per l'analisi e la progettazione di sistemi di controllo per la stabilizzazione dell'impianto di compressione.

Secondo Epstein et al. [27], il surge può essere prevenuto sopprimendo attivamente le perturbazioni che originano l'instabilità mentre la loro ampiezza è bassa (stabilizzazione locale). Su questa base, sono state fornite diverse dimostrazioni sperimentali della stabilizzazione attiva del surge (Ffowcs Williams e Huang [28], Pinsley et al. [29]) e sono stati eseguiti studi teorici volti a definire le migliori strategie di controllo (Simon et al. [30], Abed et al. [31]). Tecniche più sofisticate per affrontare il problema sono state presentate in seguito.

Nel controllo attivo del surge, il compressore è dotato di dispositivi come una valvola di spurgo che può essere attivata o disattivata. Generalmente, questo metodo può essere diviso in due classi: anello aperto e anello chiuso. Nel controllo ad anello chiuso viene utilizzata una legge di feedback per attivare il controller, mentre nel controllo ad anello aperto non vengono utilizzati segnali di feedback.

Il controllo attivo ad anello chiuso è stato segnalato per la prima volta da Epstein, et al. (1989). La letteratura su questo approccio si è ampliata negli ultimi dieci anni. Questo metodo promette di essere parte integrante dei motori futuri, i cosiddetti motori intelligenti. I dispositivi di controllo a circuito chiuso utilizzano un sensore per rilevare la crescita di instabilità quando il compressore sperimenta condizioni di stallo. Una legge di feedback che collega le fluttuazioni rilevate alla velocità di spurgo viene utilizzata per stabilizzare il compressore. I dispositivi di rilevamento dello stallo che si trovano generalmente sulla circonferenza della cassa del compressore, attivano una serie di dispositivi attuatori, tra questi, la valvola di sfiato è l'attuatore più comunemente utilizzato. Altri tipi di attuatori includono palette di guida a ingresso variabile, ricircolo, pareti mobili e iniezioni d'aria.

L'iniezione d'aria (Yeung e Murray, 1997 [32]) è un altro modo per aumentare il margine di stallo ed è stata utilizzata nei compressori sia assiali che centrifughi. In questo metodo, una piccola quantità di aria ad alta pressione e ad alta velocità viene iniettata nel compressore. Di conseguenza, il flusso viene eccitato e la componente della velocità assiale viene aumentata. Ciò riduce gli angoli di attacco totali e quindi viene impedita la separazione al bordo d'attacco. La maggior parte dei metodi attivi richiede meccanismi complicati e utilizza macchinari aggiuntivi che alla fine riducono l'efficienza e l'affidabilità complessive. Pertanto, esiste ancora una forte necessità di trovare un metodo semplice per sopprimere lo stallo rotante.

## 2.2.2 Metodi di controllo passivo

Per evitare l'uso del controllo attivo, sono state proposte soluzioni passive che estendono l'intervallo operativo mediante la modifica delle caratteristiche progettuali del compressore: un ported shroud [33, 34], scanalature radiali nel diffusore [35], e varie altre tecniche interessanti [36, 37, 38].

### 2.2.2.1 Trattamento della cassa (Casing treatment)

Nel controllo passivo del surge, la geometria del compressore viene alterata per modificare il margine di stallo. Una delle tecniche comunemente utilizzate è il trattamento della cassa (Casing treatment).

I trattamenti della cassa comprendono scanalature, fessure o persino fori praticati nell'alloggiamento del compressore e offrono un mezzo di estensione del campo caratteristico a basso costo, anche se la loro efficacia non è sempre garantita [39]. Il design delle scanalature o delle fessure rimane sperimentale (Eynon et al, 1996 [40]), tuttavia la loro posizione può essere stimata mediante un modello unidimensionale. Inoltre, le fessure sono normalmente concentrate nella regione dell'inducer della girante, sebbene alcuni autori applichino trattamenti della cassa sul lato della punta del rotore ([41] e [42]).

Magdoulal & Elder, 1982 [43] descrivono la progettazione e il collaudo di due tipi di trattamento della cassa applicati ad un compressore centrifugo con giranti radiali e rivolte all'indietro: una configurazione scanalata (Grooved) e una altra a fessura (slotted). La configurazione scanalata (Grooved) ha avuto più successo con un aumento del 28% del margine di surge.

#### 2.2.2.1.1 Ported shroud

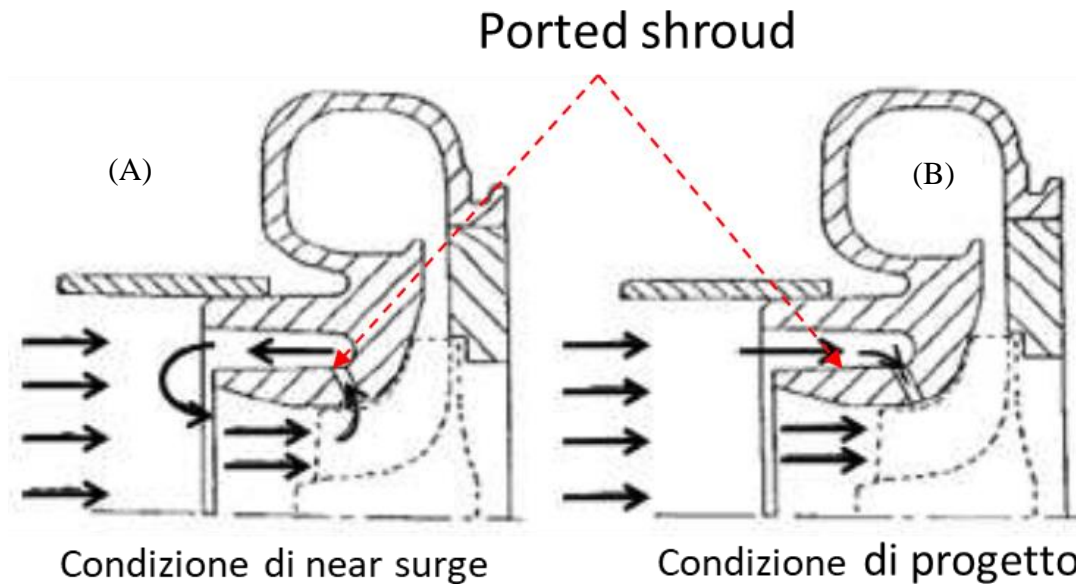
Nei moderni compressori per turbocompressori automobilistici, è pratica comune includere un Casing Treatment sotto forma di un bypass di ricircolo dell'inducer quando l'intervallo di funzionamento è fondamentale. Il ported shroud proposto da Fischer, 1988 [44] è il Casing Treatment più riuscito per le applicazioni automobilistiche. Il principio di funzionamento e una sua configurazione sono visualizzati nella figura 8. Il ported shroud è costituito da una cavità assialsimmetrica che collega da una parte, una porzione del corpo della girante alla fessura d'ingresso (BSI: Blade Slot Inlet) e, dall'altra parte, una fessura della cavità collegata con il condotto d'adduzione (UBS: Upstream Blade Slot) del compressore. La cavità dell'involucro è solitamente progettata in una forma che assomiglia alla lettera U o alla lettera L.

Il principio di funzionamento è il seguente: Quando il compressore lavora alle portate massiche più basse, la pressione totale a BSI è maggiore della pressione totale a UBS; tale condizione costringe il flusso a bassa quantità di moto ad essere deviato nella cavità. Quel flusso deviato viaggia quindi attraverso la cavità ed esce a UBS dove si miscela con il flusso principale. Questo schema di flusso è indicato come flusso di ricircolo (fig.2.8.A). In assenza della cavità il flusso di ricircolo causa un blocco al flusso principale al livello dell'inducer. Con la cavità, l'area del canale rotorico si libera e di conseguenza c'è una riduzione dell'angolo d'incidenza della girante e, quindi, si prevede che il margine di surge possa aumentare.

A portate di massa più elevate, la pressione totale a UBS è maggiore della pressione totale a BSI, quindi una frazione del flusso proveniente dall'ingresso principale viene deviata nella cavità e iniettata nel passaggio della girante. Questo flusso è indicato come flusso di bypass (fig.2.8.B).

Il ported shroud consente, quindi, di avere un reale miglioramento nella regione operativa stabile del compressore. Inoltre, il meccanismo è semplice, economico e richiede minime modifiche per l'installazione. Ciò giustifica il fatto che questa soluzione è molto implementata. Tuttavia, il beneficio guadagnato con il ported shroud è penalizzato da una riduzione del rendimento del compressore che può più o meno essere accettata.

La sfida posta ai progettisti è quindi quella di trovare il compromesso ottimale tra il calo di efficienza e il conseguimento di una minima portata per un funzionamento stabile del compressore.



*Figura 2.8: Ported shroud sviluppato da Fischer*

La tecnica del ported shroud è stata testata da molti ricercatori e i risultati annunciati sono correlati con quelli di Fischer. Gli autori ([45], [46]) spiegano il miglioramento della linea di stallo con la notevole quantità di vortice positivo o swirl (nel senso di rotazione del rotore) prodotto dal flusso di ricircolo all'ingresso della girante.

Tuttavia, altri ritengono che l'introduzione di un vortice negativo al flusso di ricircolo (counter swirl), installando palette nella cavità per controllare il flusso di vortice in ricircolo, sia più efficace nel migliorare il margine di rigurgito senza riduzione di efficienza [47]. Tamaki[48,49] ha applicato una palette di guida all'interno della cavità di ricircolo della SRCT (Self Recirculation Casing Trattamento) su un turbocompressore ad alto rapporto di pressione e ha ottenuto un margine di surge più elevato.

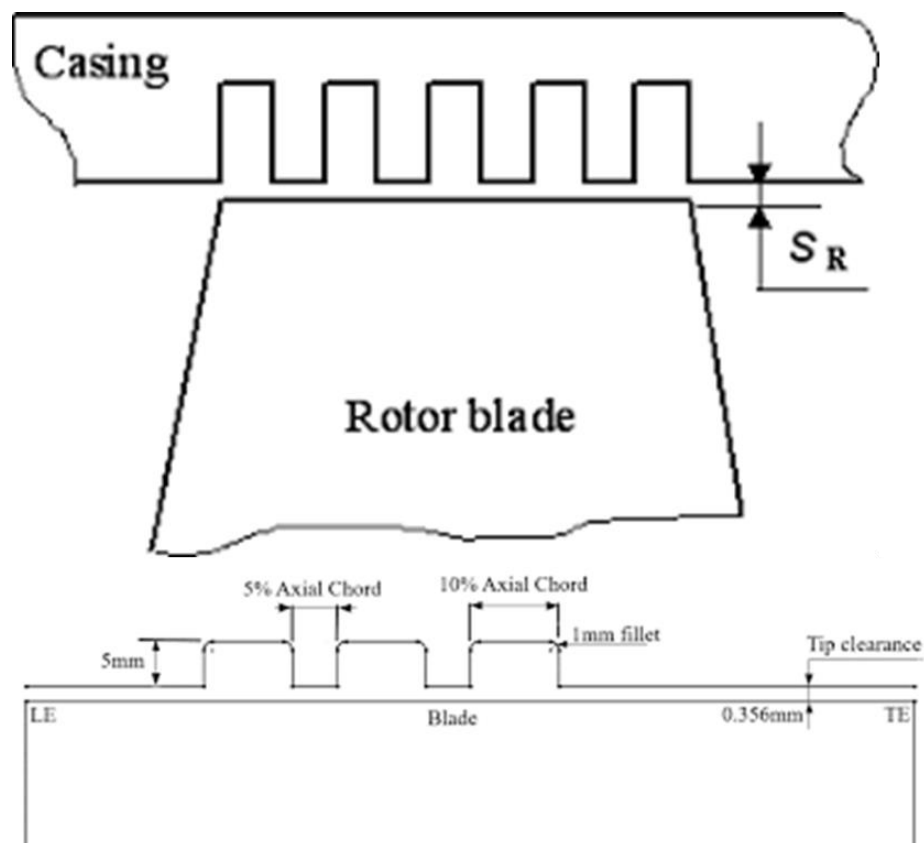
Molto lavoro è stato svolto per ottimizzare il sistema ported shroud convenzionale proposto da Fischer. Esso include le posizioni degli slot, la percentuale di area aperta, la loro profondità e larghezza. Inoltre, è stata studiata anche l'importanza della lunghezza della parete tubolare interna,  $L$ . L'estensione della lunghezza della parete tubolare interna rispetto alla lunghezza della parete tubolare della cavità del ported shroud convenzionale (Nella struttura della cavità convenzionale,  $L / D_i$  deve superare 0,5 [50]) si traduce in miglioramenti proporzionali al margine del surge [51]. Questo miglioramento è più significativo quando  $L / D_i > 0,9$  [50]. La

lunghezza della cavità del ported shroud è stata ottimizzata per ottenere il 15% di miglioramento del surge. Tuttavia, questo miglioramento è stato accompagnato da un calo di efficienza.

Xiao et al. [52] hanno studiato diverse posizioni delle fessure o slot e hanno trovato che lo spostamento a monte dello slot BSI può ridurre l'efficienza del compressore a causa della ridotta portata di ricircolo, ma con un minore miglioramento del margine di surge. Sivagnanasundaram et al. [53] hanno studiato l'effetto della larghezza della fessura BSI sulle prestazioni del compressore e hanno dimostrato che un aumento della larghezza del BSI produce un aumento della larghezza della mappa con un effetto negativo sull'efficienza dello stadio del compressore.

#### 2.2.2.2 Meccanismo delle scanalature (Mechanism of J-Groove)

Kurokawa et al. [54] hanno proposto un metodo passivo molto semplice che utilizza scanalature poco profonde montate su una parete dell'involucro o su una parete del diffusore parallela al gradiente di pressione chiamate J-Grooves (fig.2.9).



*Figura 2.9: Esempi di J-Grooves montati al livello della girante*

Nella regione senza palette di un diffusore palettato, esiste il gradiente di pressione positiva radialmente verso l'esterno a causa della forza centrifuga. Il flusso principale possiede una forte componente di vortice e, quindi, un grande momento angolare quando si verifica lo stallo rotante. Questo flusso vorticoso perde momento angolare quando entra nella scanalatura e non subisce alcuna forza centrifuga. Tale flusso radiale verso l'interno della scanalatura, chiamato flusso inverso della scanalatura, si mescola con il flusso principale nella regione di uscita della

girante e fluisce insieme. Considerazioni teoriche e risultati sperimentali nel caso di un diffusore non palettato [54] hanno rivelato che il notevole effetto dei J-grooves è causato da due meccanismi. Il primo è una diminuzione significativa della velocità tangenziale all'ingresso del diffusore a causa del mescolamento tra il flusso principale e il flusso inverso della scanalatura, e il secondo è un notevole aumento della velocità radiale del flusso principale dovuto al flusso inverso della scanalatura.

Ciò significa che le scanalature con dimensioni maggiori possono anche sopprimere lo stallo rotante per l'intera gamma di flusso con un aumento della perdita idraulica. È chiaro che le scanalature causano una diminuzione della fluttuazione di pressione di quasi il 50% rispetto alla cassa non scanalata quando si verifica uno stallo rotante.

L'inserimento di scanalature radiali nel diffusore è inevitabilmente associato alla riduzione dell'efficienza complessiva della turbomacchina, poiché diminuisce la velocità tangenziale nel diffusore. Tuttavia, la riduzione della velocità tangenziale diminuisce anche la perdita per attrito nel diffusore, il che migliora le prestazioni del diffusore. Quindi l'uso del diffusore scanalato crea un compromesso tra la soppressione dello stallo e la perdita di pressione totale nel diffusore.

I dati sperimentali dimostrano che il dispositivo passivo proposto è efficace non solo nell'inibire lo sviluppo di picchi, ma anche nel sopprimere l'instabilità completamente sviluppata. Il dispositivo attivo risulta essere più efficace di quello passivo, ma in condizioni severe può fallire a causa delle limitazioni dell'attuatore e amplificazione del rumore.

## Bibliografia

- [1] Rodgers, C. (1991). Centrifugal compressor inlet guide vanes for increased surge margin. In: Journal of TurboMachinery, 113,696-702.
- [2] Day I. J., 1993, Stall inception in Axial Flow Compressors, J. of TurboMachinery, Vol. 115, pp. 1-9
- [3] Botros K. and Henderson J., 1994, Developments in centrifugal compressors surge control:A technology assessment, Journal of TurboMachinery, 116, 240-249
- [4] Xiao J., Chuangang G. and Shu X. 2007, Performance analysis of a centrifugal compressor with variable inlet guide vanes, Frontiers of energy and power engineering in China, pp. 473-476. Vol, 1. Number 4.
- [5] Rodgers C., 1964, Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors, Trans ASME, Journal Eng Power, pp. 161-175.
- [6] Rodgers C., 1990, Centrifugal compressor inlet guide vanes for increased surge margin, ASME, pp. Paper No. 90-GT-158.
- [7] Pampreen R. C., 1993, Compressor surge and stall, Concepts ETI, Norwich
- [8] Uchida, H., 2006, Trends of turbochargin Technologies, R&D review Toyota, Vol 41, No.3. s.l.
- [9] Rodgers C., 1977, Impeller Stalling as Influenced by Diffusion Limitations, Transactions ASME, pp. 84-97.
- [10] Whitfield A., Wallace F. R. and Ateky C., 1975, Experimental and theoretical performance of a radial flow turbocharger compressor with inlet pre-whirl, IMechE, Vols. 189,43/75.
- [11] Simon J. S., Valavani L., Epstein A. H., and Greitzer E. M., 1993, Evaluation of approaches to active compressor surge stabilization. ASME J. TurboMach., 115, 57–67.
- [12] Najjar, Y. S. H. and Akeel S. A. M. S., 2002, Effect of prewhirl on the performance of centrifugal compresors, International Journal of turboMachinery, pp. 397-401.
- [13] Ishino M., Iwakiri Y. and Bessho A., 1999, Effects of variable inlet guide vanes on small centrifugal compressor performance, ASME, pp. Paper 99-GT-157.
- [14] Nikpour B., 2004, Turbocharger compressor flow range improvement for future heavy duty diesel engines, Thiesel conference on thermo-and fluid dynamics processes in diesel engines.
- [15] Galindo J., Serrano J. R. and Guardiola C., 2006, Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive Turbochargers, Experimental Thermal and Fluid Science, Vols. Vol. 30. pp. 449-462.
- [16] Whitfield A. and Abdullah A. H., 1998, The performance of a centrifugal compressor with high inlet pre swirl, ASME, pp. Paper No. 97-GT-182.
- [17] Chapman K. S., Keshavaraz A. and Honegger U., 2003, Numerical investigation of a turbocharger compressor with variable diffuser vane setting angle, Kansas state: National Gas Machinery Laboratory,Kansas state University.
- [18] Chapman K. S., Keshavarz A. and Honegger U., 2007, Variable Geometry Turbocharger. Virginia: Pipeline research Council International, Inc.
- [19] Salvage J. W., 1999, Development of a centrifugal compressor with a variable geometry split-ring pipe Diffuser, s.l.: ASME, Vol. 121, pp. 295-304.
- [20] Epstein A. H., Ffowcs Williams J. E., and Greitzer E. M., 1986, Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in TurboMachines, J. Propul. Power, 5, No. 2, pp. 204–211.
- [21] Day, I. J., 1993b, Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors, ASME J. TurboMach., 115, pp. 40–47.

- [22] Paduano, J. D., Epstein, A. H., Valavani, L., Longley, J. P., Greitzer, E. M., and Guenette, G. R., 1993, Active Control of Rotating Stall in a Low-Speed Axial Compressor, *ASME J. TurboMach.*, 115, pp. 48–56.
- [23] D’Andrea, R., Behnken, R. L., and Murray, M. R., 1997, “Rotating Stall Control of an Axial Flow Compressor Using Pulsed Air Injection,” *ASME J. TurboMach.*, 119, pp. 742–752.
- [24] Gysling, D. L., and Greitzer, E. M., 1995, Dynamic Control of Rotating Stall in Axial Flow Compressors Using Aeromechanical Feedback, *ASME J. TurboMach.*, 117, pp. 307–319.
- [25] Greitzer E. M., 1976, Surge and rotating stall in axial flow compressors – part I: theoretical compression system model. *ASME J. Eng. Power*, 98, 190–198.
- [26] Moore F. K. and Greitzer E. M., 1986, A Theory of post-stall transient in axial compression systems – part I: development of equations. *ASME J. Eng. Gas Turb. Power*, 108, 68–76.
- [27] Epstein A. H., Ffowcs Williams, J. E., and Greitzer, E. M., 1989, Active suppression of aerodynamic instabilities in turboMachinery. *J. Propul. Power*, 5(2), 204–211.
- [28] Ffowcs Williams J. E. and Huang X., 1989, Active stabilization of compressor surge, *J. Fluid Mech.*, 204, 245–262.
- [29] Pinsley L. E., Guenette G. R., Epstein A. H., and Greitzer E. M., 1991, Active stabilization of centrifugal compressor surge. *ASME J. TurboMach.*, 113, 723–732
- [30] Simon J. S., Valavani L., Epstein A. H., and Greitzer E. M., 1993, Evaluation of approaches to active compressor surge stabilization. *ASME J. TurboMach.*, 115, 57–67.
- [31] Abed E. H., Hout P. K., and Hosny W. M., 1993, Bifurcation analysis of surge and rotating stall in axial flow compressors. *ASME J. TurboMach.*, 115, 817–824.
- [32] Yeung, S. and R. M. Murray (1997). Reduction of bleed valve requirements for control of rotating stall using continuous air injection. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Application*, 683–690
- [33] Yin, J., Li, P., and Pees, S., 2009, “Optimization of Turbocharger Ported Shroud Compressor Stages,” *Proceedings of ASME TurboExpo 2009*, June 8–12, Orlando, Florida.
- [34] Hunziker, R., Dickmann, H.-P., and Emmrich, R., 2001, “Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor with an Inducer Casing Bleed System,” *Proc. Inst. Mech. Eng., Part A*, 215, pp. 783–791.
- [35] Gao, C., Gu, C., Wang, T., and Yang, B., 2009, “Passive Control of Rotating Stall in Vaneless Diffuser with Radial Grooves: Detailed Numerical Study,” *Proceedings of ASME TurboExpo 2009*, June 8–12, Orlando, Florida.
- [36] Arnulfi G.L. et al., 2001, An innovative device for passive control of surge in industrial compression systems, *Journal of TurboMachinery*, 123 (3), pp. 473–482.
- [37] Arnulfi G.L. et al., 2006, Extensive study on the control of centrifugal compressor surge, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 220 (3), pp. 289–304
- [38] Ishida, M., Sakaguchi, D., and Ueki, H., 2006, “Effect of pre-swirl on unstable flow suppression in a centrifugal impeller with ring groove arrangement”, *ASME Turbo Expo GT2006- 90400*
- [39] Baines N. C., 2005, *Fundamentals of turbocharging*. s.l.: Concepts ETI, Inc.
- [40] Eynon P. A., Whitfield A. and Firth M. R., 1996, Study flow characteristics inducer bleed slot centrifugal compressor, 96-GT-262, s.l.: ASME International gas turbine annual aero engine.
- [41] Jansen W., Carter A. F., and Swarden M. C., 1980, Improvements in Surge Margin for Centrifugal Compressors, s.l.: AGARD CPP-282.



- [42] Amann C. A., 1975, Casing Modification for Increasing the Surge Margin of a Centrifugal Compressor in an Automotive Turbine Engine, pp: 329-336, s.l.: Journal of Engineering Power, Vol. 97.
- [43] Magdougai I. and Elder R. L., 1982, The improvement of operating range in small, high speed, centrifugal compressor using casing treatments, IMechH, p. Paper C32/82.
- [44] Fischer F. B., 1988, Application of map width enhancement devices to turbocharger compressor stages, SAE paper 880794.
- [45] Nikpour B., 2004, Turbocharger compressor flow range improvement for future heavy duty diesel engines, Thiesel conference on thermo-and fluid dynamics processes in diesel engines.
- [46] Hunziker R., Dickman H. P. and Emmrich R., 2001, Numerical and experimental investigations of a centrifugal compressor with an inducer casing bleed system, ImechH, pp. Vol, 215. Part A.
- [47] Yamaguchi N. et al., 2002, The development of effective casing treatment for turbocharger compressors, IMechH seventh international conference.
- [48] Tamaki H., 2010, Effect of recirculation devices on performance of high pressure ratio centrifugal compressor, ASME paper GT2010-22570.
- [49] Tamaki H., 2011, Effect of recirculation device with counter swirl vane on performance of high pressure ratio centrifugal Compressor, ASME paper GT2011-45360.
- [50] Nikpour, B. US 7229243 B2 2007
- [51] Nikpour, B., 2004, Turbocharger compressor flow range improvement for future heavy duty diesel engines, Thiesel conference on thermo-and fluid dynamics processes in diesel engines.
- [52] Xiao J., et al., 2009, Self-recirculating casing treatment for a radial compressor, Mech Engng 2009; 22(4): 567–573.
- [53] Sivagnanasundaram S., Spence S., Early J., and Nikpour B., 2010, An investigation of compressor map width enhancement and the inducer flow field using various configurations of shroud bleed slot, ASME paper GT2010-22154.
- [54] Kurokawa J. et al., 1998, A new passive device to suppress several instabilities in turboMachines by use of J-grooves

## Capitolo 3: Piattaforma di simulazione CFD

Gli aspetti fluidodinamici di qualsiasi fluido sono governati dai seguenti tre principi fondamentali: la conservazione della massa, la conservazione della quantità di moto e la conservazione dell'energia. Queste equazioni possono essere scritte in forma integrale o in forma differenziale.

Le formulazioni integrali sono definite all'interno di una regione di dimensione e forma costanti. Tale regione, solitamente chiamato volume di controllo viene vista fissa nello spazio per un osservatore esterno. Il volume di controllo è delimitato da superfici invisibili, rigide e prive di massa, chiamate superficie di controllo ove massa ed energia possono essere scambiate.

Le formulazioni differenziali possono essere ottenute direttamente da quelle integrali diminuendo la dimensione del volume di controllo in modo che raggiunga le dimensioni di una particella di fluido infinitesimale. Il teorema di Gauss viene utilizzato per passare dalla formulazione integrale a quella differenziale.

In queste note, verrà adottata solo la formulazione differenziale. La dinamica di un flusso comprimibile è descritta dalle equazioni di Navier Stokes riportati qui sotto:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \text{ (Conservazione della massa)} \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \text{ (Conservazione della quantità di moto)} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho e^0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i e^0)}{\partial x_i} = -\frac{\partial(p u_i)}{\partial x_i} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial(u_j \sigma_{ij})}{\partial x_i} \text{ (Conservazione dell'energia)} \quad (3.3)$$

Dove:

$i, j=1,2,3$  sono indici delle coordinate cartesiane

$u_i, u_j$  sono delle componenti di velocità

$\sigma_{ij}$  rappresenta gli sforzi viscosi connessi al moto medio

$f_i$  è la forza esterna

$e^0 = e + \frac{1}{2} u_i u_j$  è l'energia totale specifica con  $[e]$  l'energia interna specifica

$q_i$  il flusso di calore

Per semplificare la trattazione analitica assumeremo alcune ipotesi tipo  $f_i = 0$ , ovvero nessun corpo od altre forze esterne agiscono sul sistema e, il fluido indagato in tutta la tesi sarà solo l'aria (considerato come fluido newtoniano).

L'aumento della pressione osservata all'interno del compressore è sempre accompagnato anche da un aumento della temperatura. Dato che la temperatura massima misurabile non è sufficientemente elevata da consentire la dissociazione o la reazione chimica ( $T < 1000$  K) si ipotizza l'aria, un gas calorificamente perfetto dove i calori specifici a volume costante ( $c_v$ ) ed a pressione costante ( $c_p$ ) sono costanti. Le seguenti relazioni valgono per i gas calorificamente perfetti:

$$e = c_v T \quad (3.4)$$

$$h = c_p T \quad (3.5)$$

Il flusso di calore è modellato con la legge di Fourier che mette in relazione il calore con il gradiente di temperatura, come segue:

$$q = -K \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.6)$$

Dove:

$K$  rappresenta la conduttività termica del fluido, considerando qui che il fluido sia isotropo ( $K$  non varia a seconda della direzione).

Considerando le ipotesi presentate prima, si ha un sistema di cinque equazioni che descrive l'evoluzione del campo di flusso comprimibile in funzione di sei incognite che sono:  $\rho, u_i, p, T$ . Per analizzare completamente il campo di flusso basta solo chiudere il sistema di equazioni introducendo la legge dei gas perfetti:

$$p = \rho RT \quad (3.7)$$

Dove:

$R$  identifica la costante dei gas (per l'aria  $R = 287.05 \text{ J/(kg.K)}$ ).

Dato che la forma prevalente del moto dei fluidi in natura è di tipo turbolento, le equazioni di Navier-Stokes in forma non stazionaria sono quelle utilizzate per descrivere il moto di un fluido in maniera adeguata. Infatti, il movimento del fluido in tale regime è molto complesso poiché la turbolenza è un fenomeno non lineare, tridimensionale e dipendente dal tempo [1]. La soluzione diretta del sistema di equazioni è difficile da ottenere dato le attuali limitazioni di potenza di calcolo dei computer: essa richiederebbe delle discretizzazioni di domini di calcolo talmente dense da non risultare praticamente proponibili. La strategia risolutiva diretta è nota comunemente con l'acronimo DNS (Direct Numerical Simulation).

Sono state di conseguenza elaborati delle approssimazioni che descrivono con sufficiente approssimazione il fenomeno della turbolenza.

- L'approccio LES (Large Eddy Simulation) è uno dei metodi impiegati per lo studio della turbolenza. In esso vengono valutate direttamente le grandezze macroscopiche della turbolenza e vengono modellati solo gli effetti dei vortici più piccoli. Esso porta a notevole qualità e quantità dei risultati disponibili data la possibilità di prevedere numerosi fenomeni (separazioni non stazionarie; macrostrutture etc.) di interesse ingegneristico; Tuttavia, il costo computazionale è assai elevato rispetto all'approccio RANS.
- L'approccio RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations) analizza le equazioni di Navier Stokes in cui si siano mediati i termini fluttuanti della turbolenza. Essendo un modello basato sulle grandezze medie (nel tempo), esso fornisce i risultati di immediato interesse con un costo computazionale relativamente basso anche se il risultato è approssimato.

Dato che si utilizzeranno le RANS nelle simulazioni presentate in seguito, se ne sviluppa ora la teoria fondamentale.

### 3.1 Modello RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations)

Esso trae la sua origine dalle equazioni istantanee di Navier-Stokes in cui è stata introdotta la cosiddetta "Decomposizione di Reynolds". La Decomposizione di Reynolds considera che un segnale  $u(x, t)$  può essere scomposto nella somma della sua media  $\bar{u}$  e della fluttuazione  $u'$  attorno alla media.

$$u(x, t) = \bar{u}(x) + u'(t) \quad (3.8)$$

Dove:

T è la scala temporale della turbolenza.

Il valore medio della velocità, per flussi stazionari, rappresentato nella successiva figura 3.1 è definito come:

$$\bar{u}_i = \frac{1}{T} \int_0^T u(x, t) \cdot dt \quad (3.9)$$

$$u'(t) = u'(t + T) \quad (3.10)$$

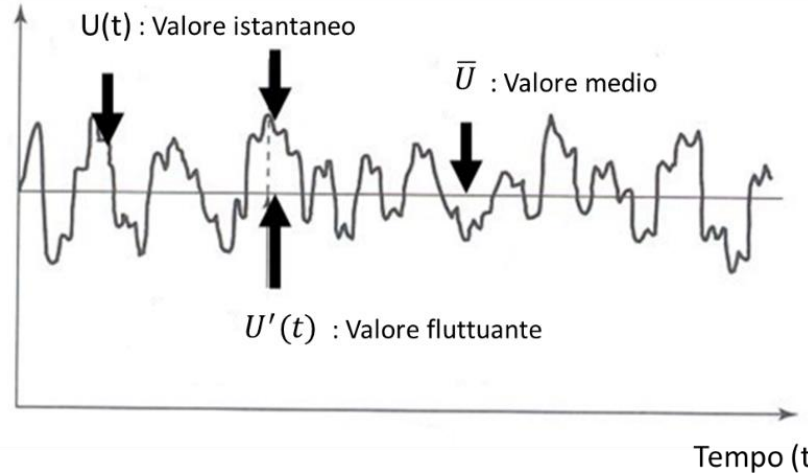


Figura 3.1: Decomposizione di una grandezza turbolenta

Nello sviluppare le medie e i prodotti delle componenti medie e fluttuanti si tiene conto delle seguenti regole:

$$\overline{u u'} = 0 ; \overline{u'} = 0 ; \overline{v' u'} \neq 0$$

Considerando la viscosità costante, le equazioni di Navier-Stokes per un flusso comprimibile risultano:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.12)$$

Dove:

$$\tau_{ij} = \overline{u'_i u'_j} = \begin{bmatrix} \tau_{11} & \tau_{12} & \tau_{13} \\ \tau_{21} & \tau_{22} & \tau_{23} \\ \tau_{31} & \tau_{32} & \tau_{33} \end{bmatrix} \text{ rappresenta il tensore di Reynolds}$$

L'introduzione dei termini turbolenti nel sistema di equazione comporta una serie di valori fluttuanti incogniti che presentano una variazione nello spazio e soprattutto nel tempo. È immediato notare che la media dei termini fluttuanti introduce il nuovo termine  $\tau_{ij}$ , chiamato anche tensore di Reynolds. Il tensore di Reynolds consiste in una matrice simmetrica che è definita da sei componenti indipendenti che spiegano il trasporto della quantità di moto prodotto

dalle fluttuazioni turbolente. Esso introduce incognite aggiuntive nel problema e quindi le equazioni del metodo RANS necessitano di opportuni modelli di turbolenza per poter essere risolvibili.

### 3.2 Modelli di turbolenza

Per modellizzare il tensore di Reynolds, una delle formulazioni più note è stata quella di Boussinesq [1]. Tale formulazione è analoga all'ipotesi di Navier-Stokes per il flusso laminare e, si basa fondamentalmente sulla messa in relazione della tensione di Reynolds con i gradienti di velocità mediati nel tempo come definito nel seguito:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \quad (3.13)$$

Dove:

$\delta_{ij}$  rappresenta il delta di Kronecker

$\mu_t$  è la viscosità turbolenta del moto e rappresenta una proprietà del flusso (e non del fluido) che tiene conto del trasferimento della quantità di moto causato dai vortici. Perciò il suo valore cambia in ogni punto del campo e nel tempo ( $\mu_t = \mu_t(x, t)$ ) ma il suo comportamento varia da problema a problema.

Sebbene la formulazione di Boussinesq sia semplice, essa viene molto utilizzata per modellare strati limite sottili attaccati e flussi bidimensionali presso le pareti. Tuttavia, le ipotesi considerate per ottenere questa formulazione possono limitare l'accuratezza dei risultati forniti dal modello. Inoltre, varie limitazioni del modello sono presenti nella maggior parte delle applicazioni dove si considerano separazione dello strato limite o effetti dovuti a vortice, rotazione e curvatura. Quindi l'applicabilità di questo semplice modello viene esclusa quando i flussi sono altamente vorticosi, come quelli che si sviluppano all'interno dei compressori centrifughi.

Per questo motivo, la comunità dei ricercatori della fluidodinamica ha sviluppato una serie di modelli avanzati di turbolenza per i flussi aeronautici e delle turbomacchine: questi modelli tengono conto delle carenze nei metodi standard aggiungendo termini per correggere le equazioni di governo. Tali modelli, in dettaglio, sono stati sviluppati per migliorare l'accuratezza del fenomeno della separazione.

#### 3.2.1 Modello K- $\epsilon$

Il modello k-epsilon, sviluppato da Launder [3], si basa sulla soluzione di due equazioni di trasporto, una per k (energia cinetica turbolenta) e una per  $\epsilon$  (velocità di dissipazione).

Le equazioni di trasporto per k ed  $\epsilon$  possono essere scritte nel modo seguente:

$$\frac{\partial(K)}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial(K)}{\partial x_i} = P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] - \epsilon \quad (3.14)$$

Dove:

$\sigma_K$  è il numero di Prandtl turbolento

$P_k$  rappresenta la produzione di energia cinetica turbolenta dovuta al flusso medio definita come

segue:  $P_k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \approx \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \left( -C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{K} \right) \overline{u'_i u'_i} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{K} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (3.15)$$

Con  $\sigma_\epsilon = 1.3$ ,  $C_{\epsilon 1} = 1.44$ ,  $C_{\epsilon 2} = 1.92$ ,  $\sigma_k = 1.0$  coefficienti di modellazione calibrati sperimentalmente. La viscosità turbolenta è espressa nella forma:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{K^2}{\epsilon} \text{ con } C_\mu = 0.09$$

Questo modello è uno dei più utilizzati tra tutti i modelli RANS ed è incorporato nella grande maggioranza dei software CFD commerciali. Valido per flussi turbolenti completamente sviluppati, esso non presenta un costo computazionale troppo elevato. Tuttavia, il modello presenta alcuni problemi numerici soprattutto vicino alle condizioni di contorno dove il termine  $\frac{\epsilon^2}{K}$  diventa singolare. Per risolvere questa criticità si sono ideati modelli che al posto di  $\epsilon$  considerano il rapporto  $\frac{\epsilon}{K}$  denominato  $\omega$ .

### 3.2.2 Modello K- $\omega$

Per la risoluzione di equazioni RANS con modelli a viscosità turbolenta, il modello di turbolenza K -  $\omega$ , proposto da Kolmogorov e ampiamente sviluppato da Wilcox [4], modella la turbolenza mediante equazioni di trasporto per l'energia cinetica della turbolenza (K) e il tasso di dissipazione specifico  $\omega$ . Il modello K -  $\omega$  assume la forma seguente:

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial K}{\partial x_j} = P_k - C_\mu K \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \left( (C_{\omega 1} - 1) \frac{\omega}{K} \right) P_k - (C_{\omega 2} - 1) C_\mu \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] \quad (3.17)$$

La viscosità turbolenta viene definita come  $\mu_T = \frac{K}{\omega}$  e il tasso di dissipazione specifico viene calcolato con la seguente formula:

$$\omega = \frac{\mu}{C_\mu K} \frac{\overline{u'_i u'_i}}{\partial x_j \partial x_j} \quad (3.18)$$

I parametri  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_\omega = 2$ ,  $C_{\omega 1} = 0.55$  e  $C_{\omega 2} = 0.075$  sono coefficienti di modellazione calibrati sperimentalmente.

Rispetto ad altri modelli di turbolenza a due equazioni come quello K- $\epsilon$ , il modello K -  $\omega$  mostra alcuni vantaggi. Prima di tutto, fornisce migliori previsioni dei flussi nello strato limite con gradienti di pressione. Inoltre, a differenza delle equazioni K- $\epsilon$  che diventano singolari alla parete e non sono valide nella regione molto vicino alla parete a meno che non vengano introdotte formulazioni low-Re computazionalmente costose, quelle K -  $\omega$  possono essere integrate al muro anche con una piccola spaziatura della griglia ( $Y^+ \sim 1$ ).

Il problema principale di questo metodo è il trattamento delle interfacce turbolente, e in particolare del bordo dello strato limite, che si traduce in una sensibilità non fisica ai valori di

flusso libero di  $K$  e  $\omega$ . Inoltre, l'inizio e l'intensità della separazione del flusso sotto gradienti di pressione avversi non sono ben previsti.

### 3.2.3 Modello K- $\omega$ SST

Menter [19] ha sviluppato il modello Shear-Stress-Transport (SST) K -  $\omega$ , che si presenta come un miglioramento del modello standard K -  $\omega$  mediante l'aggiunta di funzioni di parete (wall function) adattative. Questo modello nasce da una ibridizzazione del modello k -  $\omega$  proposto da Wilcox [24] e un modello k- $\epsilon$  modificato in modo da far apparire la variabile  $\omega$  nelle equazioni con lo scopo di unire l'efficacia del modello K -  $\omega$  vicino a parete e la scarsa sensibilità alle condizioni della corrente esterna di un modello k- $\epsilon$ .

In particolare, il primo viene utilizzato nelle regioni vicino alle pareti al fine di computare in modo più accurato gli sforzi viscosi e quindi le forze a parete, viceversa il secondo viene implementato nelle zone completamente turbolente.

Dato che nell'ambito delle turbomacchine, sia a flusso comprimibile sia incompressibile si osserva che la migliore congruenza tra i dati sperimentali e quelli numerici si ottiene generalmente con il modello k -  $\omega$  SST, questo modello è stato adottato per questo lavoro di tesi.

## 3.3 Ambiente computazionale

Le equazioni differenziali alle derivate parziali (Partial Differential Equations, PDE) descrittive dei fenomeni fluidodinamici sono usualmente risolte con tecniche numeriche a causa della loro non linearità che rende di fatto impossibile l'integrazione analitica. Queste equazioni vengono risolte tramite il Metodo dei Volumi Finiti (Finite Volume Method, FVM) che adotta un approccio di tipo integrale nella formulazione discreta di una equazione differenziale. La discretizzazione a volumi finiti delle PDE, coinvolgendo la forma integrale delle equazioni differenziali, soddisfa automaticamente le leggi di conservazione della massa, dell'energia, della quantità di moto.

La fluidodinamica computazionale (CFD: Computational Fluid Dynamics) è la tecnica che simula il comportamento dei fluidi, affrontando la risoluzione numerica delle equazioni che descrivono il loro comportamento posto dalla fluidodinamica classica. La fluidodinamica numerica è ancor oggi oggetto di viva ricerca nel mondo intero, coinvolgendo informatica, fisica e matematica (figura 3.2). La CFD è uno strumento di simulazione numerica ampiamente utilizzato in differenti ambiti come strumento di ricerca sia a livello accademico che industriale in quanto consente di simulare il comportamento di fluidi in posizioni o situazioni complicate (pericolose o di difficile accesso) con notevole risparmio di tempo e risorse.

Tuttavia, la CFD presenta qualche limite legato sia alla persona che l'implementa, sia alla validità dei risultati, sia alle risorse informatiche disponibili. L'operatore deve avere un'adeguata conoscenza teorica dei fenomeni simulati e dei metodi numerici utilizzati per modellarli. La validazione e la verifica dei risultati ottenuti dalla CFD è solitamente realizzata mediante vari confronti con dei dati sperimentali. L'accuratezza dei risultati rispetto alla realtà fisica dipende da tanti altri fattori, tra cui la potenza delle risorse informatiche che possono permettere l'utilizzo di griglie di calcolo (mesh) molto fitte e di modelli numerici più accurati che impiegano tempi di calcolo accettabili. Inoltre, è fondamentale impostare il

problema numerico nel modo che meglio si adatti al problema fisico e all'obiettivo della simulazione per ridurre gli errori.

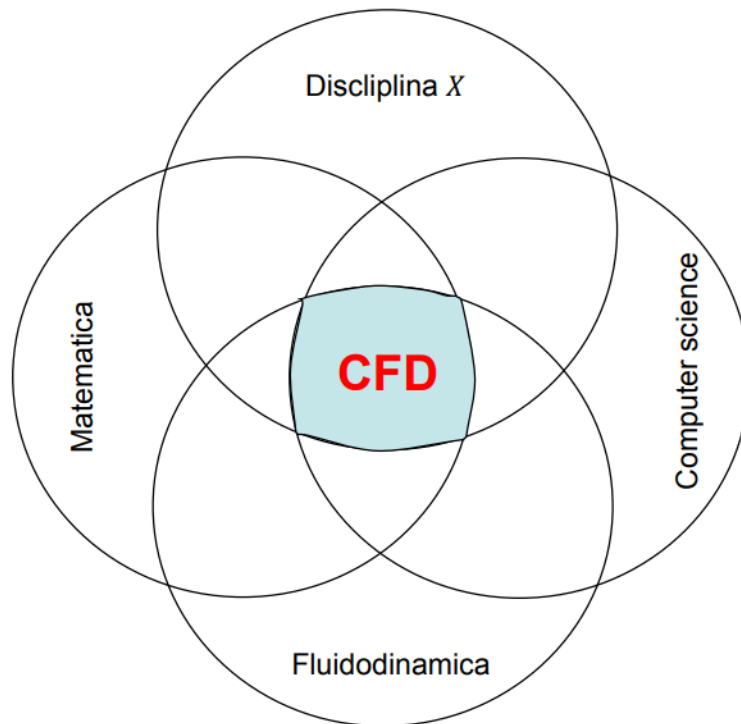


Figura 3.2: Dominio di applicazione della CFD

La maggior parte dei software CFD [6] suddividono la simulazione in varie fasi:

- Pre-processing
- Solver
- Post-processing

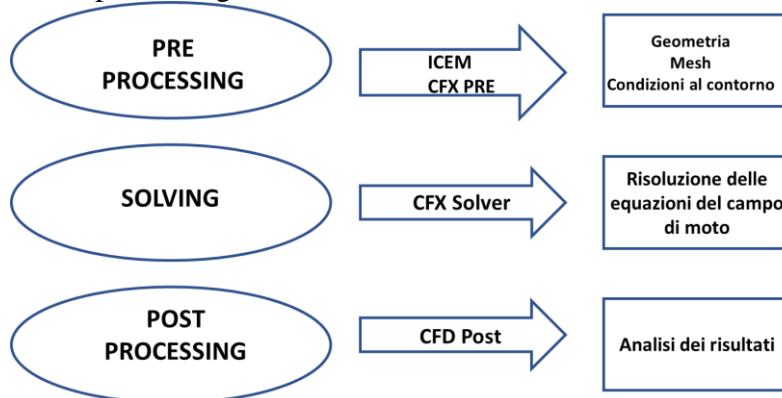


Figura 3.3: le varie fasi della simulazione con il software Ansys

### 3.3.1 Pre-processing

Il pre-processing è la prima fase della simulazione e prevede la costruzione della geometria, la definizione del dominio computazionale, la creazione della mesh e la definizione delle condizioni al contorno. In questa fase si definisce la geometria di interesse. La geometria può essere costruita direttamente con il software oppure importata da disegni in CAD. Nel caso di



geometria CAD sarà necessario effettuare un eventuale operazione di pulizia della geometria andando a controllare eventuali errori, tipo i bordi aperti o le facce intersecanti. La pulizia della geometria è necessaria per renderla compatibile con la mesh. La mesh è una discretizzazione spaziale del dominio da simulare sotto forma di elementi infinitesimi chiamati celle. Questa generazione di mesh fallirà molto probabilmente se la geometria non è valida, per le ragioni di cui sopra.

La soluzione numerica è sempre un'approssimazione del fenomeno fisico a causa di diversi tipi di errori tra cui l'errore di discretizzazione. Quindi è fondamentale una buona generazione della griglia poiché consente di ridurre l'errore di discretizzazione della soluzione numerica calcolata. Per definizione una discretizzazione fatta con griglie fitte consente di ottenere meno errore nei risultati di calcolo (e di conseguenza si cattura meglio il fenomeno studiato) rispetto ad una discretizzazione fatta con griglie rare. Tuttavia, la crescita del numero di celle delle griglie fitte aumenta anche il costo computazionale e di conseguenza si allunga il tempo di calcolo. Quindi bisogna trovare il giusto compromesso tra il grado di infittimento del dominio, il grado di accuratezza delle soluzioni e il tempo di calcolo nonché le risorse informatiche a disposizione. Tale compromesso viene valutato mediante un'analisi di convergenza della griglia rispetto ad una caratteristica fondamentale del fenomeno studiato.

Il software ANSYS ICEM è stato utilizzato in questa tesi per la generazione della mesh. Una volta generata la mesh, la simulazione è stata impostata in CFX-Pre: qui si sono potuti definire le condizioni al contorno, le caratteristiche del flusso e tutti i parametri che influenzano la simulazione.

### **3.3.2 Il solutore (Solver)**

Questa fase di calcolo prevede la discretizzazione delle equazioni del campo di moto sulla mesh per poi risolverle. Vi sono tre metodi di discretizzazione:

- Metodo delle differenze finite: Si sostituiscono le derivate con il loro rapporto incrementale per trasformare i termini differenziali in espressioni algebriche.
- Metodo degli elementi finiti: si suddivide il volume in elementi finiti e si applica una combinazione lineare di funzioni per risolvere le equazioni.
- Metodo dei volumi finiti: È basato sull'integrazione delle equazioni differenziali alle derivate parziali in un volume di controllo, sulle superfici del quale sono imposte le condizioni al contorno.

L'approccio più utilizzato dai software per l'analisi fluidodinamica è il metodo dei volumi finiti. CFX-Solver Manager è il programma che è stato utilizzato per svolgere i calcoli. Durante lo svolgimento della simulazione è possibile monitorare i residui e le quantità fisiche specifiche definite in CFX-Pre.

### **3.3.3 Post-processing**

I risultati prodotti vengono visualizzati con un post-processore e si effettua, infine, l'analisi dei risultati. Tramite tale processo si possono estrarre tutte le informazioni con diverse soluzioni grafiche quali contorni bidimensionali, grafici delle grandezze di interesse e linee di flusso. CFX-Post è il programma che è stato utilizzato in questa attività per visualizzare tutta la struttura fluidodinamica del compressore.

## **Bibliografia:**

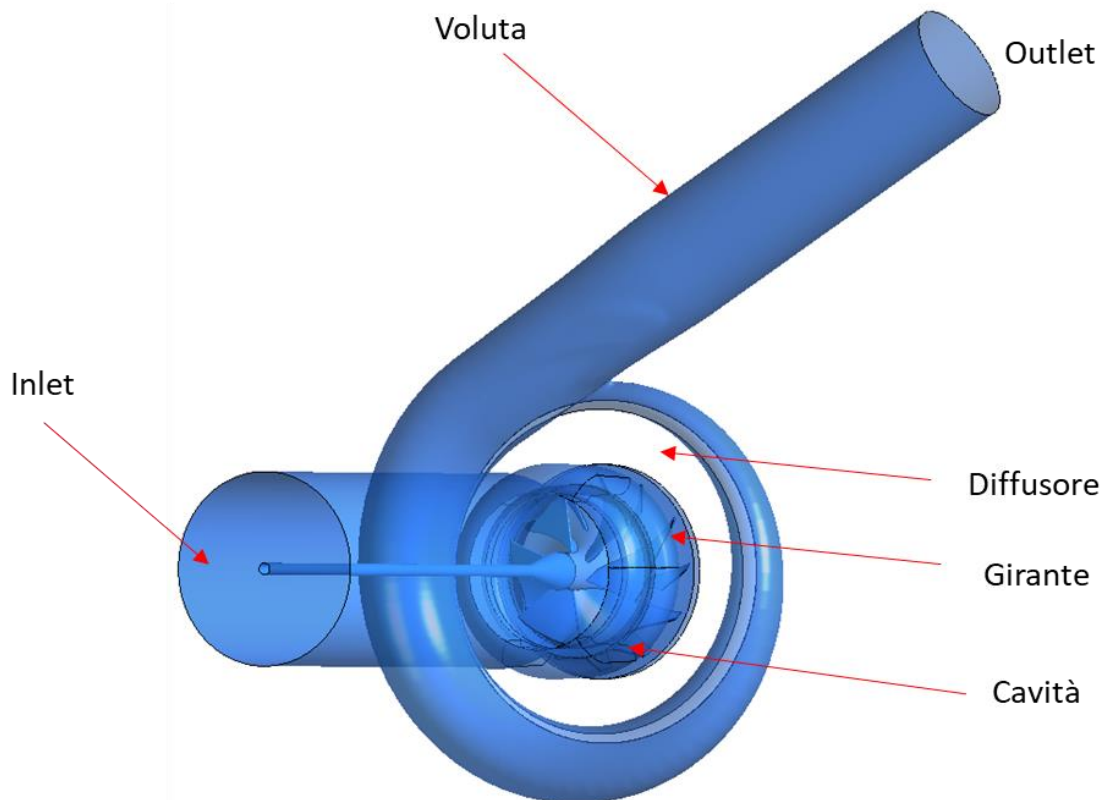
- [1] McGraw-Hill, 2006, C. J. Çengel Y., Fluid Mechanics, 1 ed.
- [2] Pope S. B., 2000, Turbulent Flows, Cambridge University Press
- [3] Launder B.E., Sharma B.I., 1974, Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc, Letters in Heat and Mass Transfer
- [4] Wilcox D.C., 2008, Formulation of the  $k - \omega$  Turbulence Model Revisited, AIAA Journal
- [5] Menter F.R., 1994, Two-equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal
- [6] Henk Kaarle Versteeg W., 2007, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method.

## Capitolo 4: Descrizione del modello di compressore analizzato

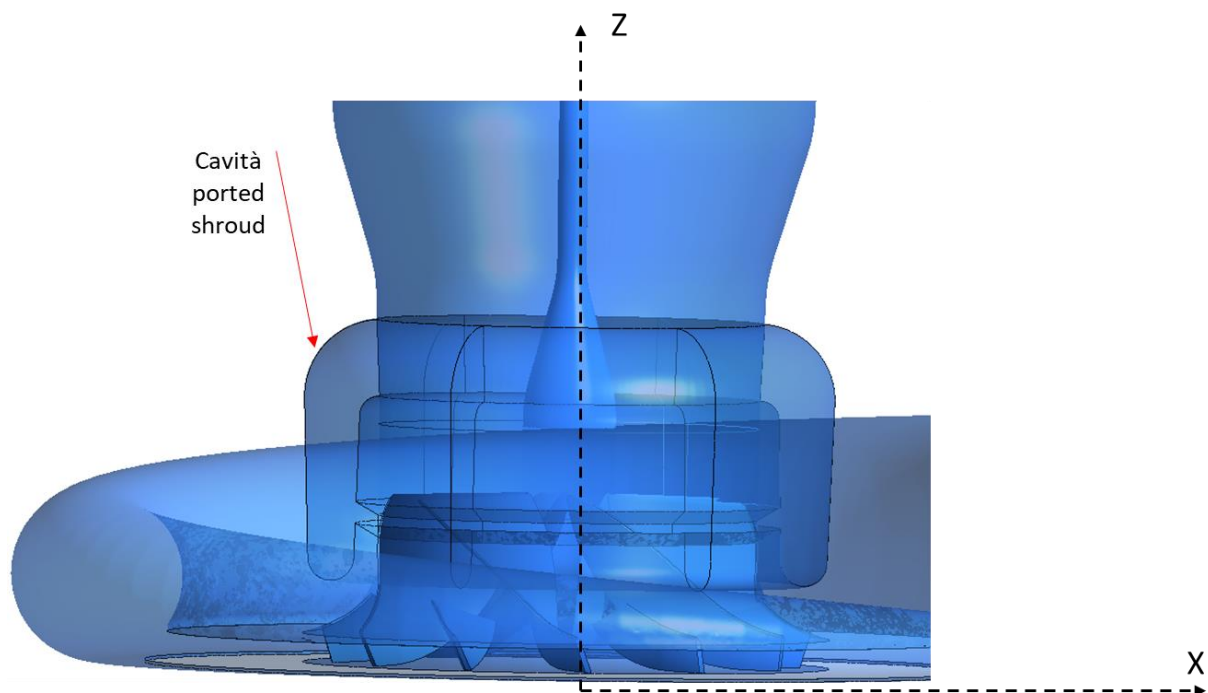
I due compressori utilizzati in quest'attività sono introdotti in questo capitolo. Le differenze tra i loro design e le loro caratteristiche sono ampiamente discusse nei paragrafi seguenti.

### 4.1 Geometria

La vista isometrica del compressore ported shroud è mostrata nella Figura 4.1. Il disegno si riferisce alla geometria CAD utilizzata per l'analisi CFD. Le parti più importanti, cioè ingresso, girante, diffusore, voluta e cavità della macchina sono indicati con delle etichette. Sul piano meridiano XZ viene mostrata un'altra vista del compressore che consente di vedere meglio l'estensione della cavità del ported shroud nella Figura 4.2



*Figura 4.1: Geometria di un compressore con ported shroud*



*Figura4.2: Vista del ported shroud nel piano XZ*

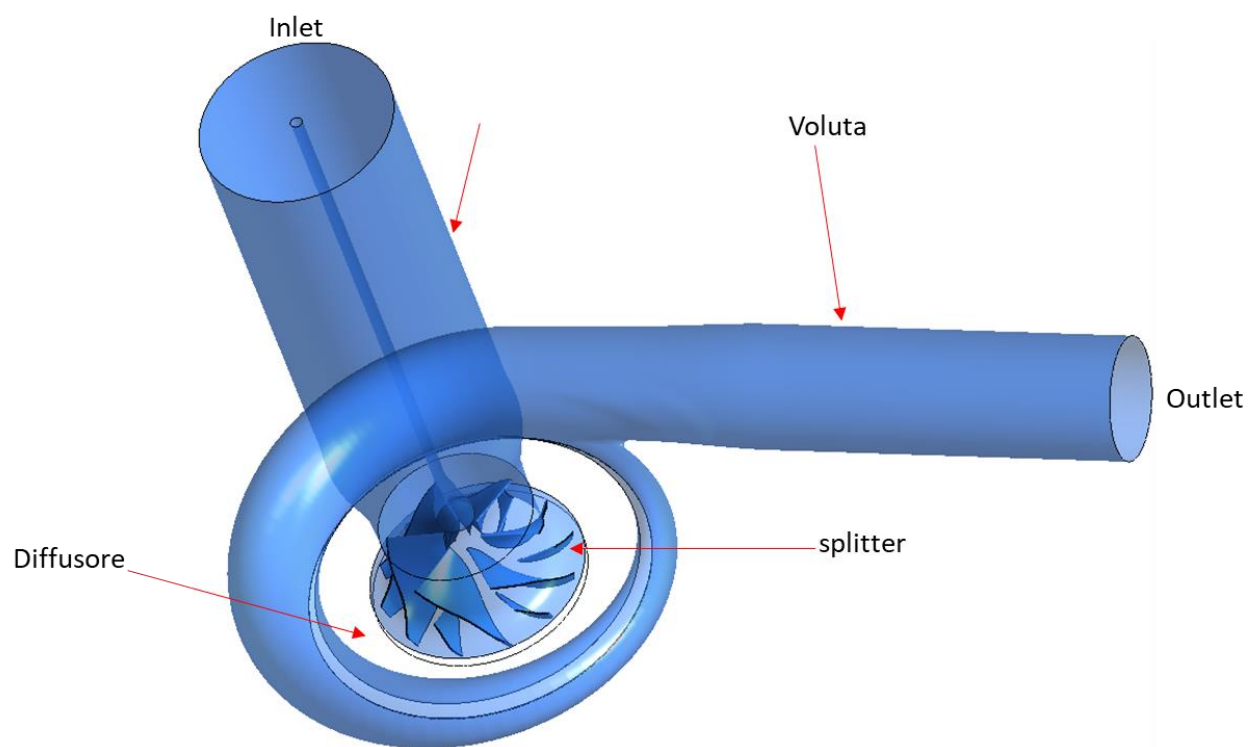
Per evitare gli effetti di ricircolo, l'ingresso è stato esteso con un allungamento a sezione costante della tubazione d'ingresso lungo quattro volte il diametro del tubo. Mentre all'uscita della voluta è stata fatta un'estrusione di tre diametri di tubo per consentire al flusso di uscire pienamente sviluppato. Con queste estrusioni, è possibile eseguire simulazioni nelle condizioni precarie di funzionamento, vicini al surge, perché il flusso, una volta entrato, non riesce più a raggiungere la sezione di ingresso.

La girante è composta da 6 pale principali equamente distribuite lungo la circonferenza del mozzo; 6 pale splitter più piccole sono inserite tra ogni coppia di pale. Per guidare meglio il flusso lungo le pale, il bordo di attacco di ogni pala è rivolto all'indietro.

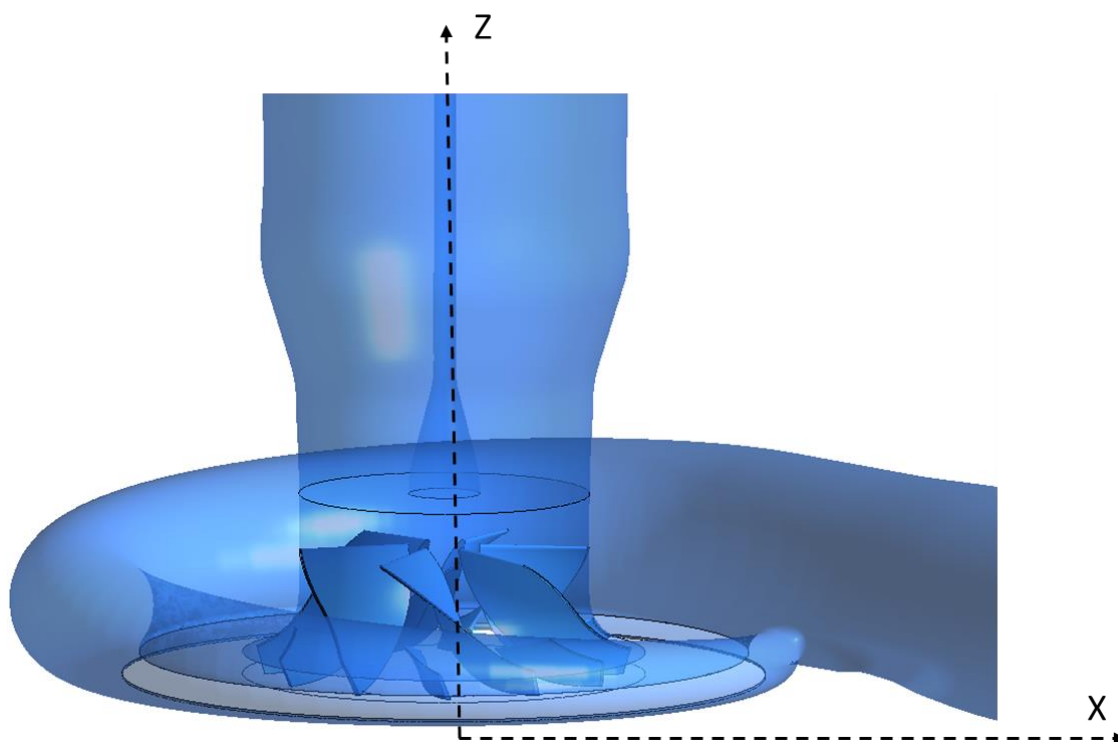
La cavità tra la faccia inferiore della girante e una parte del tubo d'ingresso permette il ricircolo di una piccola quantità di fluido. L'implementazione di una cavità per il ricircolo del flusso è ampiamente utilizzata nei sistemi turbo per migliorare le prestazioni del compressore a basse portate di massa e attenuare gli effetti del surge. Questo miglioramento si ottiene attraverso un miglioramento della stabilità aerodinamica del compressore.

Il diffusore di questa tipologia di compressore è solitamente non palettato con l'altezza mantenuta costante lungo il suo raggio.

Il compressore baseline non è provvisto di una cavità di ricircolo flusso nella sua configurazione originale.



*Figura 4.3: Geometria di una compressore Baseline*



*Figura 4.4: Vista del baseline sul piano meridiano XZ*

## 4.2 Generatore della griglia di calcolo

La discretizzazione del dominio di calcolo rappresenta il primo passaggio per la risoluzione numerica delle equazioni della fluidodinamica. Dato che la maggior parte dei problemi di convergenza o di stima delle quantità fluidodinamiche di interesse sono legati sia alla scelta delle condizioni al contorno, sia ad una cattiva discretizzazione del dominio di calcolo, la discretizzazione del dominio è un'operazione che va analizzata in maniera rigorosa.

La discretizzazione del dominio viene fatta attraverso la mesh o griglia di calcolo. Ci sono due tipi di mesh: mesh strutturate e mesh non strutturate.

Le griglie strutturate si basano sulla discretizzazione esaedrica dello spazio, definendo un dominio connesso in maniera regolare. Quindi essi presentano evidenti vantaggi dal punto di vista dell'efficienza computazionale, non dovendo utilizzare la matrice di connettività ad ogni iterazione ed avendo una struttura regolare per le equazioni discretizzate. Tuttavia, esse sono difficili da generare su geometrie complicate.

Le mesh non strutturate si basano sulla discretizzazione tetraedrica o anche esaedrica dello spazio e definiscono un dominio connesso in maniera irregolare, necessitando quindi della matrice di connettività. Questo tipo di mesh ha una maggiore versatilità, tuttavia viene condizionato dal costo computazionale elevato.

I programmi utilizzati per discretizzare il dominio di calcolo sono ICEM e TurboGrid del pacchetto ANSYS. ICEM è un generatore in grado di fornire le due tipologie di mesh mentre TurboGrid genera solo il tipo strutturato.

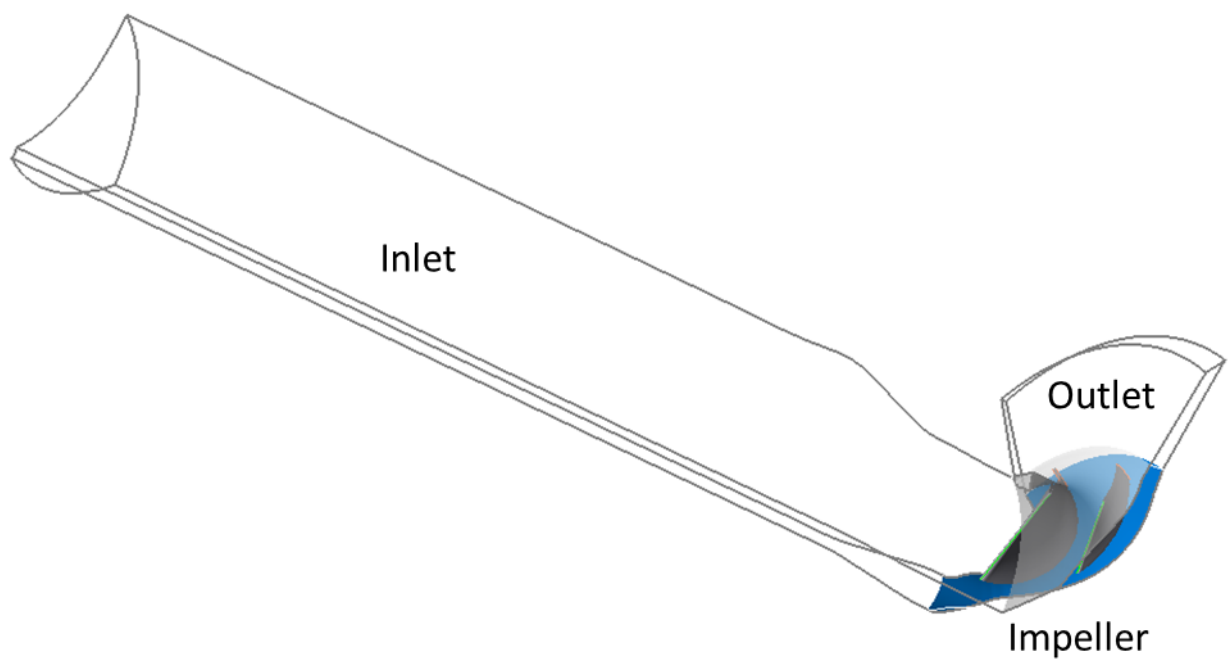
La geometria del canale palare non è un modello CAD come lo è la voluta e la cavità, ma essa è costituita dalle coordinate dell'hub, dello shroud e del profilo palare e splitter che sono state opportunamente formattate per essere usate come file di input. Per la creazione del modello, quelle coordinate vengono importate in TurboGrid e il risultato è la ricostruzione del canale palare. Esso è diviso in 3 parti differenti dal generatore della griglia:

L'inlet: è la parte che dovrebbe mantenere il fluido nel suo stato iniziale. Motivo per cui le pareti, come si vedrà nel seguito, non dovranno creare viscosità nel flusso.

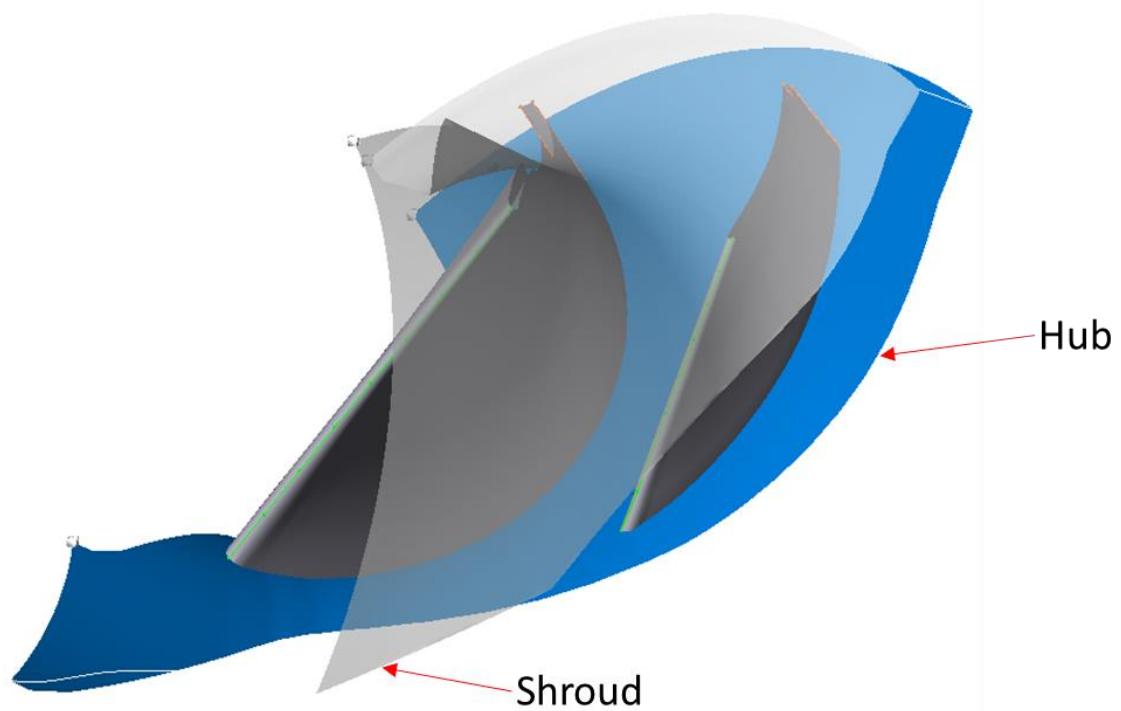
L'outlet: è la zona che dovrebbe catturare ciò che accade vicino al TE e l'effetto della scia.

L'impeller: è la parte che contiene la pala stessa.

Una volta caricata la geometria e impostato il gioco (gap) tra l'apice (tip) tip della pala e la cassa (shroud), lo strumento Automatic Topology and Meshing (ATM ottimizzato) è utilizzato per generare la topologia del mozzo e della cassa come illustrato in Figura 4.5. La figura 4.6 mostra l'impeller delimitato del mozzo (hub) e la cassa (shroud).



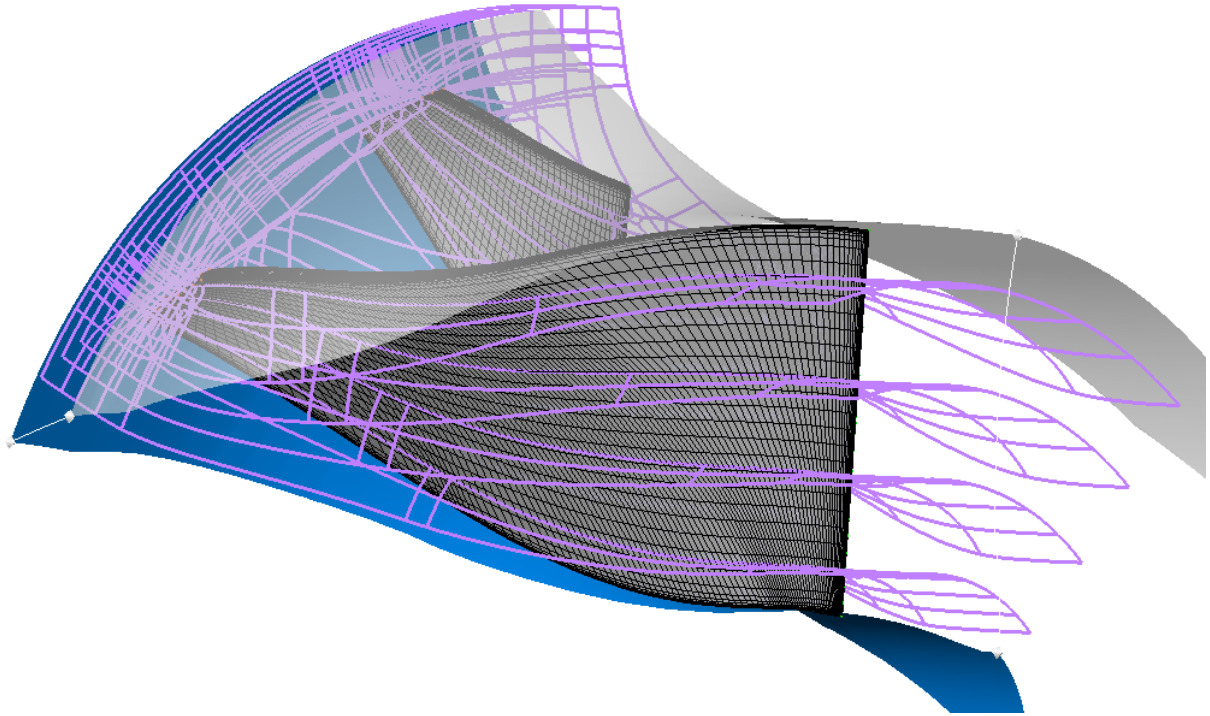
*Figura 4.5: Configurazione del canale palare nell'ambiente TurboGrid*



*Figura 4.6: geometria della pala nell'ambiente TurboGrid*

Al fine di costruire la griglia 3D, viene effettuata un'interpolazione della mesh tra il mozzo e la cassa. Poiché le simulazioni dipendono molto dalla qualità della mesh, è importante ottenere una griglia accurata nell'impeller in quanto è la parte del canale dove si svolge buona parte dei fenomeni transonici del compressore. Per evitare di avere mesh di scarsa qualità, viene inserito

un certo numero di strati intermedi, chiamati layers, per guidare meglio la griglia tra mozzo e cassa (spanwise) come presentato nella figura 4.7. In questo studio, sono state usati 10 layers.



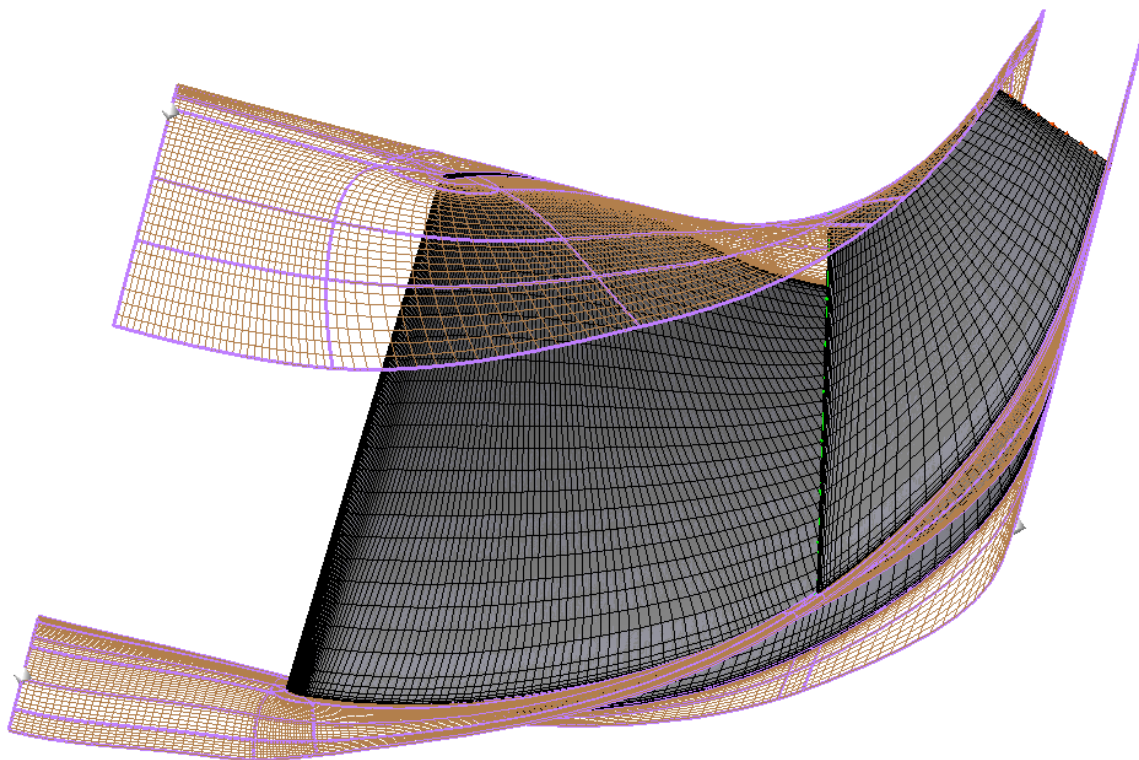
*Figura 4.7: Layers utilizzati per la costruzione della mesh dell'impeller*

Per controllare il numero di elementi complessivi si utilizza il metodo del “Global Size Factor” che utilizza un proprio algoritmo per stabilire la configurazione migliore degli elementi su di un singolo layer. All’aumentare di quel fattore, aumenta il numero complessivo degli elementi e, pertanto la mesh diventa più fitta (fig.4.8).

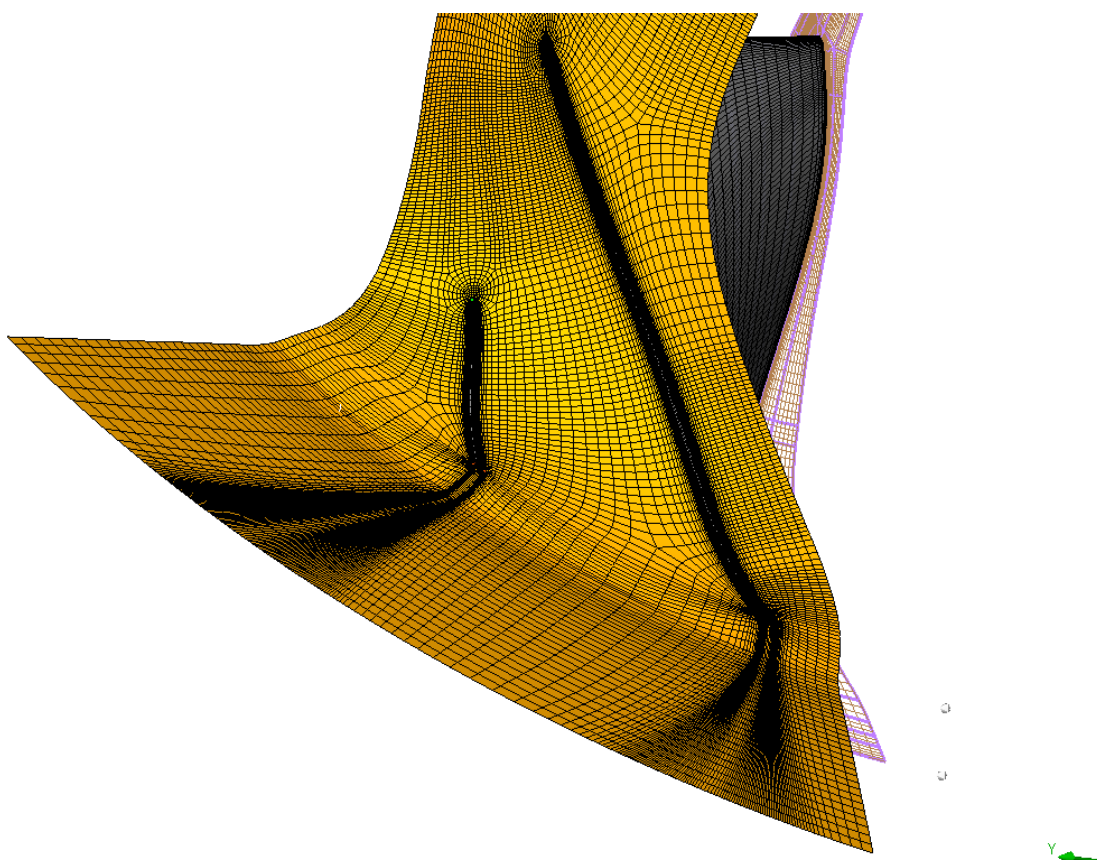
Tuttavia, la parte più sensibile è lo strato limite perché la precisione del calcolo è funzione del valore di  $y^+$ . Questa proprietà è legata all'altezza della prima cella vicino alla pala, e il suo valore dipende dal modello di turbolenza che viene implementato. Più piccolo è  $y^+$ , più accurata è la simulazione. Tuttavia, il costo computazionale aumenta rapidamente al diminuire di tale proprietà. Quindi, è necessario trovare un compromesso tra questi due aspetti. Per il nostro studio, il valore della  $y^+$  con la quale è stata definita l'altezza delle celle è fissato 1.

La maglia finale mostrata in Fig. 4.9 implica più di 2 milioni di elementi.





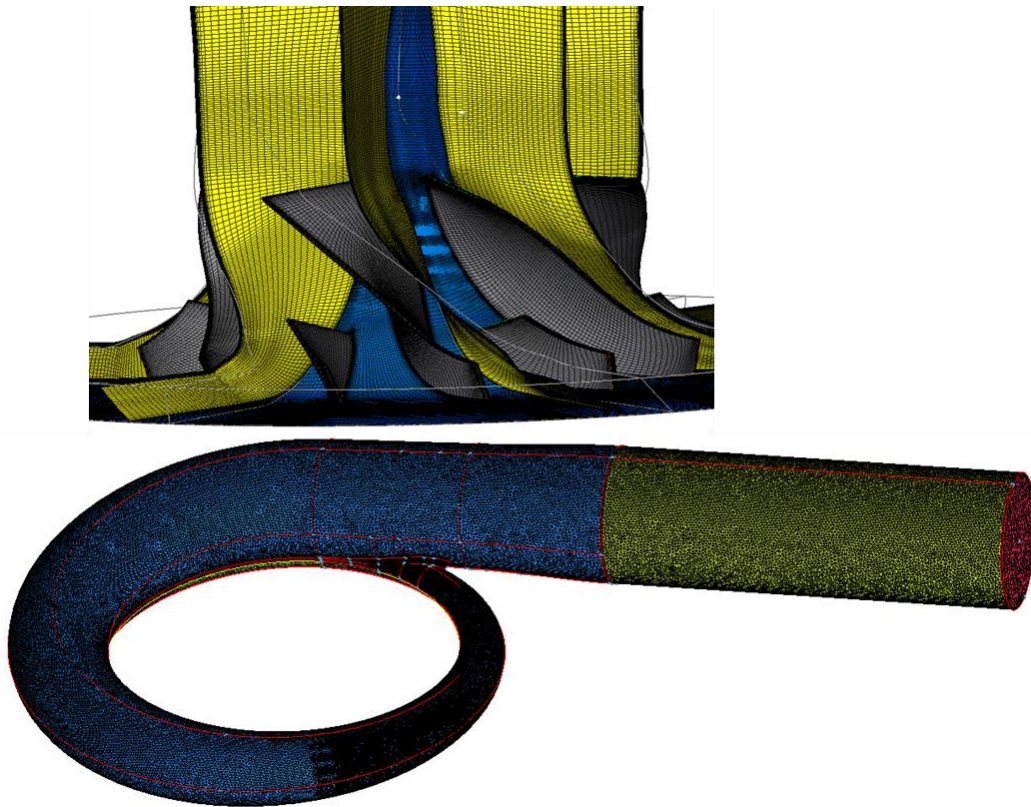
*Figura 4.8: Mesh dell'impeller*



*Figura 4.9: Mesh completa Impeller + outlet+ una parte dell'inlet*

Mediante il programma ICEM, in entrambi i casi, una mesh non strutturata viene implementata per la discretizzazione numerica della voluta (e della cavità nel caso ported shroud) in quanto essi presentano geometrie 3D troppo complesse su cui generare mesh strutturate di buona qualità. Al posto dei tetraedri, gli elementi prismatici sono stati utilizzati per costruire la mesh dello strato limite in prossimità delle pareti. L'evoluzione dello strato limite è monitorata da dieci strati di celle prismatiche allineate la cui altezza aumenta gradualmente dalla parete al flusso libero; l'altezza della prima cella è impostata a  $10^{-6}$  m su entrambi i compressori per mantenere la  $y^+$  uguale all'unità.

Le griglie di calcolo sviluppate per entrambi i compressori sono mostrate nella Figura 4.5 (compressore Baseline) e nella Figura 4.6 (compressore ported shroud).



*Figura 4.10: Griglia di calcolo per compressore baseline*





*Figura 4.11: Mesh di calcolo del compressore ported shroud*

Tutte queste considerazioni portano ad una dimensione della mesh di circa 20 milioni di celle per il compressore baseline e 24 milioni per quello ported shroud.

### 4.3 Modello di calcolo con diverse opzioni

Benché il compressore sia una macchina transonica in quanto il numero di Mach locale sulle pale della girante può superare l'unità ad alte velocità di rotazione, il flusso è impostato come subsonico all'ingresso per consentire al fluido (aria ideale) di entrare in modo uniforme e stabile. Si considera che il flusso che entra abbia una direzione normale rispetto all'inlet e sia poco turbolento con una intensità di turbolenza media (5%). La pressione totale e la temperatura totale sono le condizioni al contorno imposte all'inlet mentre, all'uscita della voluta viene fissata la portata di un determinato punto operativo del compressore.

Le pareti sono assunte essere adiabatiche e la condizione di no-slip (velocità del fluido nulla sulla parete) è valida su tutte le pareti in tutto il dominio tranne la parte estrusa del dominio inlet e voluta. In quelle ultime parti è stata impostata la condizione di free slip dato che sono delle pareti "fittizie". La parete della cassa del rotore, oltre a essere no-slip, ha anche la condizione contro rotante per stare fermo, per riflettere il fatto che tale parete è fissa mentre il dominio rotorico è rotante.

Le varie grandezze del campo fluidodinamico vengono calcolate con il metodo RANS (Reynolds Average Navier Stokes), scegliendo il modello  $k-\omega$  SST per la chiusura del sistema di equazioni.

Uno schema ad alta risoluzione è usato per calcolare i termini di avvezione nelle equazioni discrete del volume finito, e nelle equazioni del modello di turbolenza è stata scelta un'alta risoluzione per la turbolenza numerica.

### 4.3.1 Interfaccia

Il dominio di calcolo è diviso in quattro aree: inlet (include la cavità nel caso di compressore ported shroud), rotore, diffusore e voluta. Tutti i domini sono stazionari ad eccezione del rotore che ruota alla stessa velocità angolare della girante.

Tra due domini adiacenti c'è un'interfaccia che consente loro di scambiarsi i dati di calcolo. Nel caso del compressore baseline, ci sono 3 interfacce (Inlet-rotore, rotore-diffusore, diffusore-voluta) mentre nel caso ported shroud ci sono altre due interfacce aggiuntive (cavità-rotore, cavità-Inlet).

Poiché l'interfaccia diffusore-voluta (e anche l'interfaccia cavità-inlet) collega due domini stazionari, il modello dell'interfaccia è di tipo connessione generale. Ciò significa che tutte le quantità calcolate dal solutore Ansys sono direttamente trasferite a valle.

Quando domini rotanti e stazionari sono interfacciati, la situazione diventa un po' più complessa.

Per il caso in analisi, le interfacce critiche sono quelle che collegano l'inlet e il rotore, il rotore e il diffusore (e anche la cavità e il rotore nel caso ported shroud). Ci sono tre modelli disponibili in Ansys CFX per gestire questo tipo di interfaccia: Frozen rotor, mixing-plane e transient rotor-stator.

I metodi che vengono implementati all'interfaccia dipendono dal tipo di moto: stazionario (steady) oppure instazionario (unsteady). Nel caso di moto stazionario, si può scegliere tra la connessione mixing-plane oppure Frozen rotor. Mentre nel caso di moto instazionario, l'unico modello da applicare all'interfaccia è transient rotor-stator.

#### 4.3.1.1 Frozen Rotor

Nel caso di moto stazionario, il metodo che è più adatto all'interfaccia tra due domini con strutture diverse è il Frozen rotor. Con questo metodo la posizione delle celle della mesh è fissa in tutto il dominio di calcolo durante l'intera simulazione. Se il dominio del rotore cambia, vengono eseguite opportune trasformazioni dei vettori di velocità e dei gradienti di velocità, e vengono determinati i flussi locali di massa, quantità di moto, energia e altri scalari. Quindi questo metodo produce una soluzione a ogni istante di tempo perciò viene considerato come un metodo quasi transitorio. Tuttavia, il Frozen rotor non è adatto per cogliere tutti gli effetti transitori sull'interfaccia in quanto subisce tante perdite d'informazioni (ad esempio impulsi di pressione dovuti alla rotazione delle pale) rispetto alle situazioni reali in quanto il rotore è bloccato in una posizione.

Nel moto stazionario, poiché tutti i fenomeni che dipendono dal tempo sono trascurati, allora tutte le quantità calcolate su un dominio stazionario o rotante vengono trasferite a valle senza nessun'altra operazione. Quindi con il Frozen rotor tutte le strutture di flusso sono conservate e così si suppone che dia una rappresentazione più accurata.

Lo svantaggio del Frozen rotor consiste nel fatto che la soluzione fornita è legata ad una singola posizione relativa del rotore. Quindi, se si vuole ottenere l'effetto di scia sulla componente a valle per tutte le posizioni relative (come accade nella realtà), allora si dovrebbe usare il metodo del vero transitorio.

#### 4.3.1.2 Mixing-Plane

Il modello mixing-plane è un'alternativa al modello frozen rotor per la modellazione di un interfaccia stazionario/ruotante. L'idea di base del mixing-plane è di convertire semplicemente il confine dell'interfaccia in piano di miscelazione. Invece di assumere una posizione relativa fissa dei componenti, il modello Mixing-plane esegue una media circonferenziale dei flussi sull'interfaccia. Quindi, questo modello trascura gli effetti di interazione transitoria tra i componenti, ma assume una perfetta miscelazione del flusso attraverso l'interfaccia. Occorre solo che le condizioni al contorno siano spazialmente non riflettenti per evitare o minimizzare le riflessioni delle non-uniformità tangenziali su queste condizioni di contorno tangenzialmente costanti.

Lo svantaggio di questo modello proviene dal fatto che gli effetti di scia, le interazioni dell'onda d'urto non possono essere previste, poiché le quantità sono mediate, e quindi la rappresentazione del flusso è meno accurata.

#### 4.3.1.3 Transient Rotor-Stator

Le interfacce rotore-statore sono disponibili solo per le simulazioni transitorie. Questo modello tiene conto delle interazioni transitorie all'interfaccia ovvero, le celle di ogni componente scorrono lungo l'interfaccia per imitare la rotazione della girante. Sui compressori centrifughi, questo modello predice la vera interazione transitoria del flusso tra girante e diffusore.

La posizione dell'interfaccia viene aggiornata ad ogni passo temporale, portando così a maggiori requisiti in termini di risorse computazionali rispetto ai due modelli introdotti prima. Quindi il modello di interfaccia applicato dipende dal moto del fluido e dalla finalità dello studio. Per questa tesi, sono stati implementati i modelli frozen rotor e transient rotor-stator sui differenti modelli di calcolo CFX che saranno descritti nei paragrafi successivi.

### 4.4 Modelli realizzati

#### 4.4.1 Modello tridimensionale stazionario (Fully 3D steady)

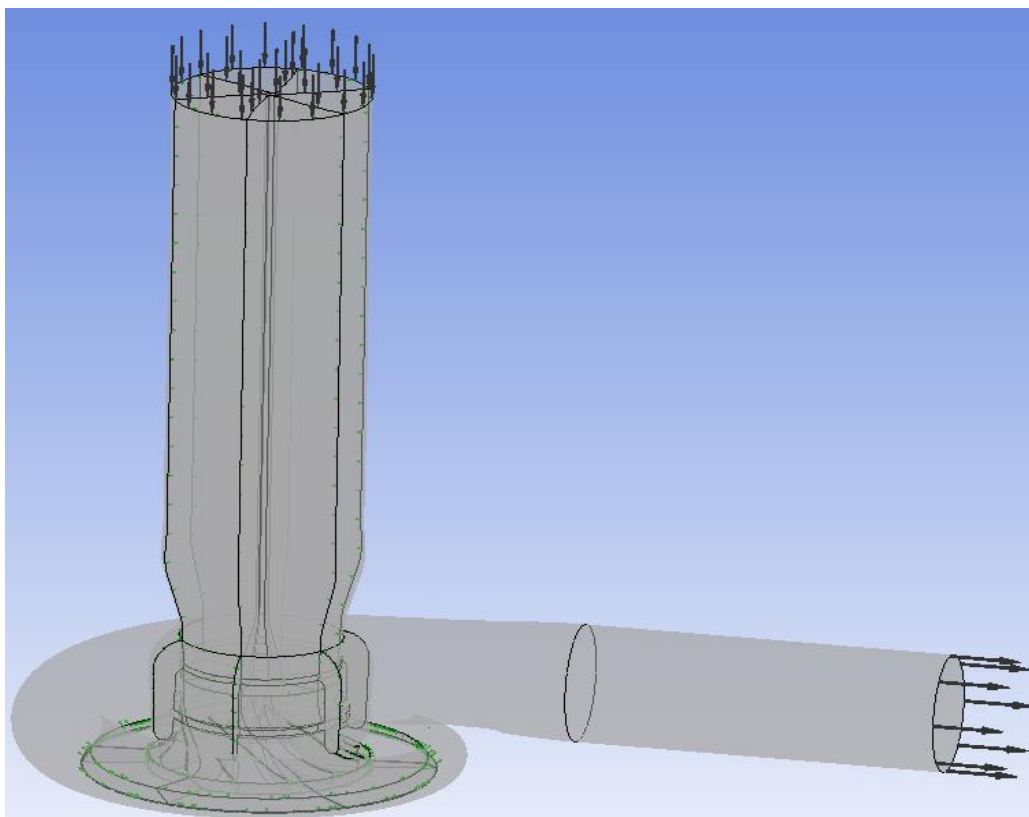
Questo modello permette di simulare il comportamento di un compressore completo considerando il moto del fluido stazionario.

Per realizzare tale modello su CFX-Pre, si importa la mesh di un canale palare fatta in TurboGrid, e poi si fa la sua copia dando come parametri l'angolo di rotazione e il numero di copie per avere il modello completo. Le condizioni al contorno delle pareti e del flusso sono quelle descritte precedentemente e presentate nella tabella 1.

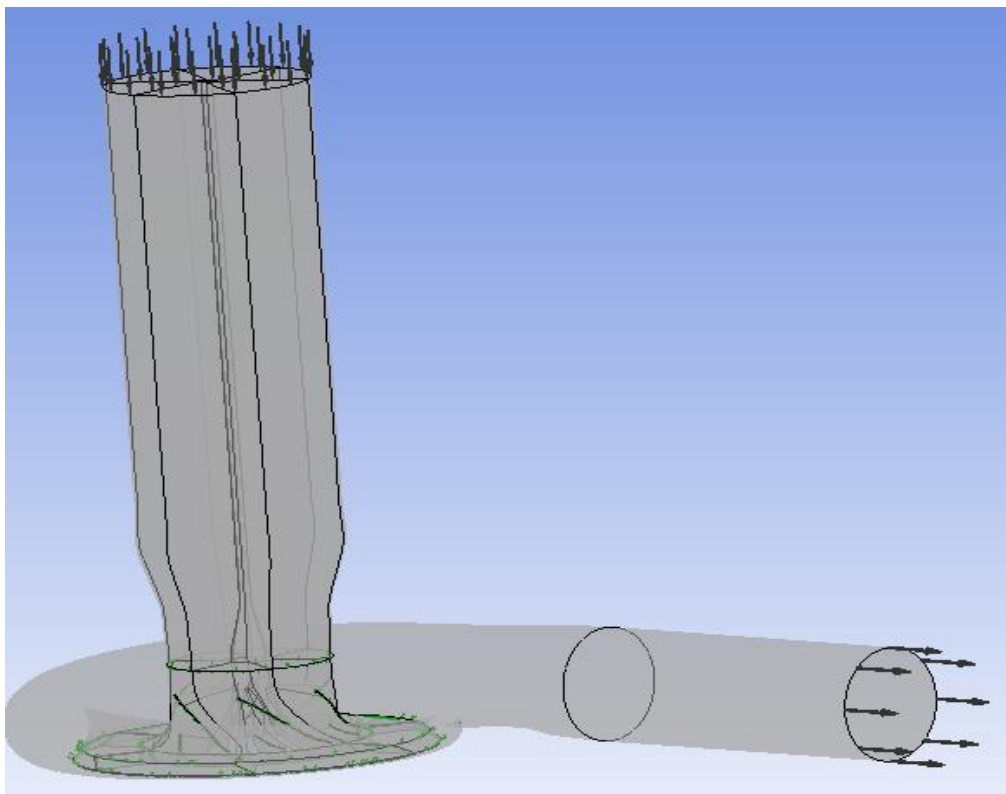
Tutte le interfacce sono di tipo fluid-fluid. Come visto prima, il modello di interfaccia tra il diffusore e la voluta (e inoltre cavità-inlet nel caso ported shroud) è semplicemente una connessione generale mentre il modello d'interfaccia tra un dominio fisso (inlet, diffusore [e cavità nel caso ported shroud]) e il dominio rotante (rotore) è il Frozen rotor. Nelle figure 4.12 e figura 4.13 si riporta un esempio di ogni configurazione di compressore.

Tipo di analisi	Stazionario (steady)	
Dominio	Tipo di dominio	Fluid domain
	Fluido	Aria ideale
	Pressione di riferimento	0 [Pa]
	Equazione dell'energia	Total energy
	Opzione di turbolenza	SST
	Wall function	Automatic
Boundary Condition (BC)	Parete Hub Shroud	No slip wall
		Smooth wall
		Adiabatic
	Inlet	Subsonic
		Total pressure = 100000 [Pa]
		Normal to BC
		Total temperature = 298 [K]
	Outlet	Mass Flow Rate

*Tabella 1: Impostazione dei parametri in CFX-Pre*



*Figura 4.12: Modello fully 3D del compressore con Ported shroud*

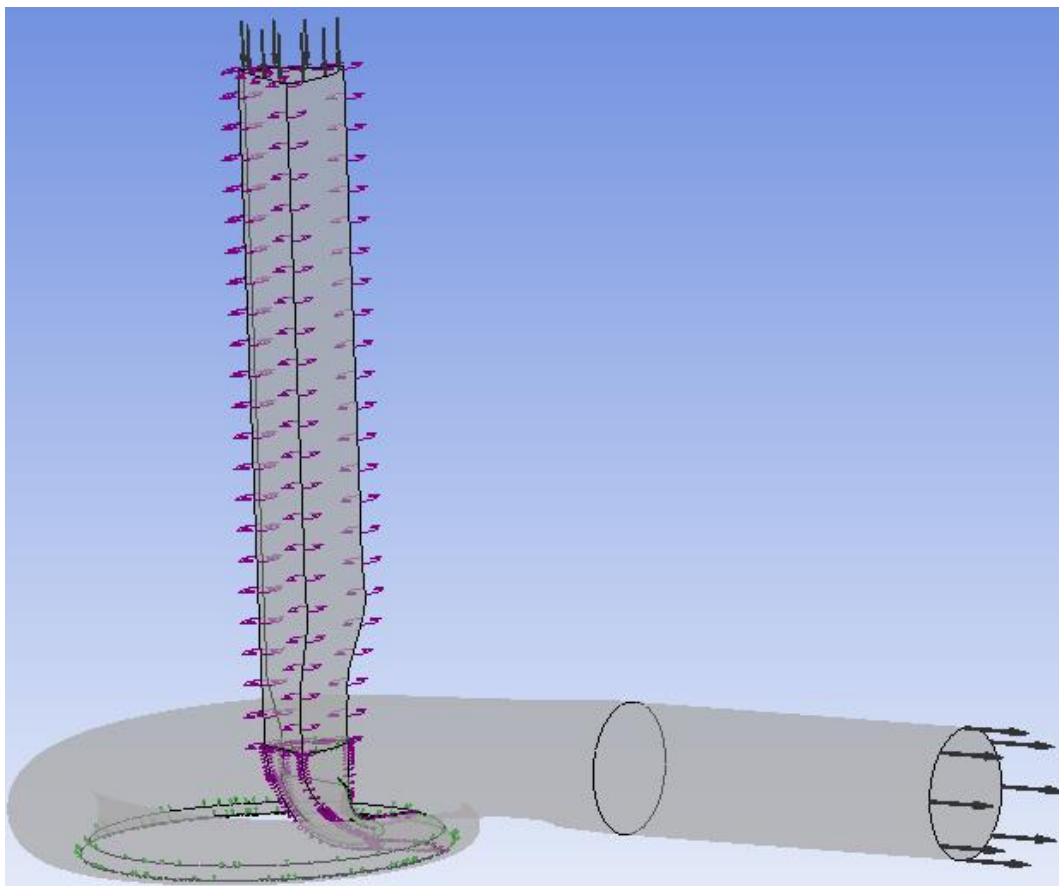


*Figura 4.13: modello fully 3D di un compressore baseline*

#### **4.4.2 Modello semplificato (Simple model)**

Il Simple Model è un modello di calcolo semplificato che permette di effettuare simulazioni stazionarie di un singolo canale palare. Esso è composto da un singolo condotto di adduzione, un singolo canale rotorico, un singolo canale del diffusore e la voluta come mostrato in figura 4.14.

A differenza del fully 3D ove non ci sono superficie laterali, nel Simple model, viene impostata la condizione di periodicità lungo le pareti laterali del canale palare. Inoltre, il modello dell'interfaccia tra diffusore e voluta è Mixing-plane con l'opzione di cambio di apertura (Pitch) impostato a  $60^\circ$ - $360^\circ$  per garantire il trasferimento dei dati del diffusore su l'intera superficie d'ingresso della voluta.



*Figura 4.14: Simple model di un compressore baseline*

Il vantaggio di questo modello è legato alla riduzione drastica degli elementi di mesh. In effetti si passa da 20 milioni di elementi per un fully 3D baseline a circa 3 milioni di elementi per il Simple model della stessa tipologia di compressore. Quindi il guadagno in termini di tempo di calcolo è notevole. Inoltre, i risultati ottenuti con questo modello sono affidabili, anche se meno precisi del fully 3D. Perciò, l'utilizzo del Simple Model è particolarmente indicato se si vogliono effettuare numerose simulazioni con tempi di calcolo ridotti.

Tuttavia, i risultati di questo modello non possono essere utilizzati per inizializzare un calcolo instazionario come accade nel caso fully 3D.

#### **4.4.3 Model instazionario (unsteady)**

Il modello instazionario o unsteady è un modello fully 3D con alcune differenze sulle impostazioni. Innanzi tutto, si cambia il tipo di analisi (analysis type) e si impone un passo temporale (timestep) per osservare il comportamento del flusso con diverse posizioni palari. Quel passo temporale che viene calcolata con la seguente formula:

$$\Delta t = \frac{\frac{360}{Z * J}}{N * \frac{360}{60}} \quad (4.1)$$

Dove:

Z rappresenta il numero di pale della girante



$N$  è la velocità di rotazione del rotore espresso in giri al minuto [rpm]

$J$  è il numero intero in cui è discretizzato un singolo canale circonferenzialmente.

Oltre al cambio del tipo di analisi, il modello di interfaccia impostato tra un dominio rotante ed uno stazionario è il Transient Stator-Rotor.

Diversamente dagli altri modelli visti precedentemente, il fully 3D unsteady è l'unico modello che consente di simulare il comportamento vero e proprio di un compressore. Quindi risulta necessario ricorrere a quel modello quando si vuole studiare il comportamento di un compressore al variare del tempo.

Tuttavia, esso richiede maggiori risorse computazionali rispetto a tutti i modelli introdotti prima perciò occorre avere uno strumento di calcolo potente per poterlo eseguire.

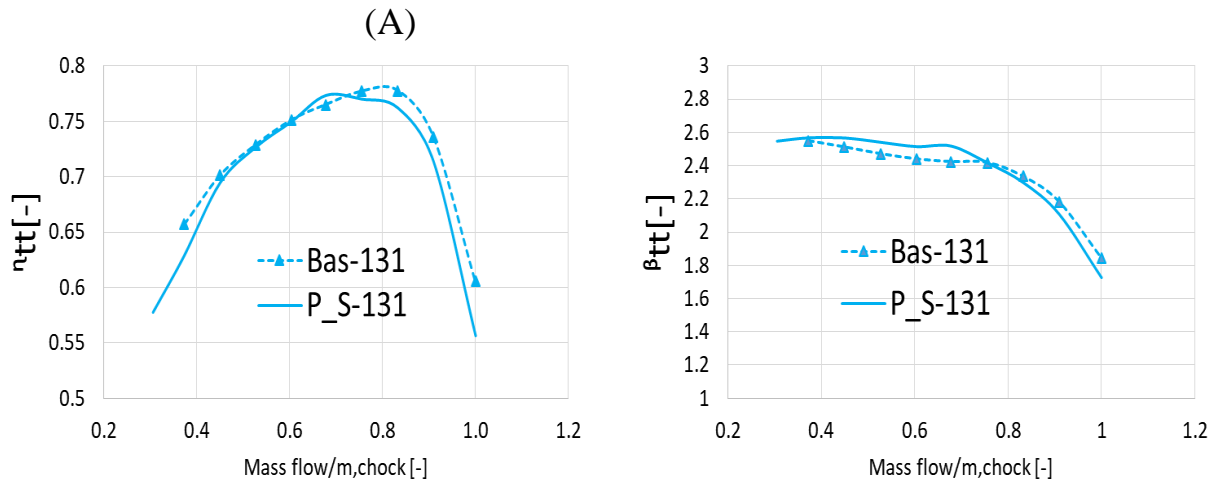
# Capitolo 5: Analisi del flusso in diverse condizioni di funzionamento ed effetto del ported shroud non palettato

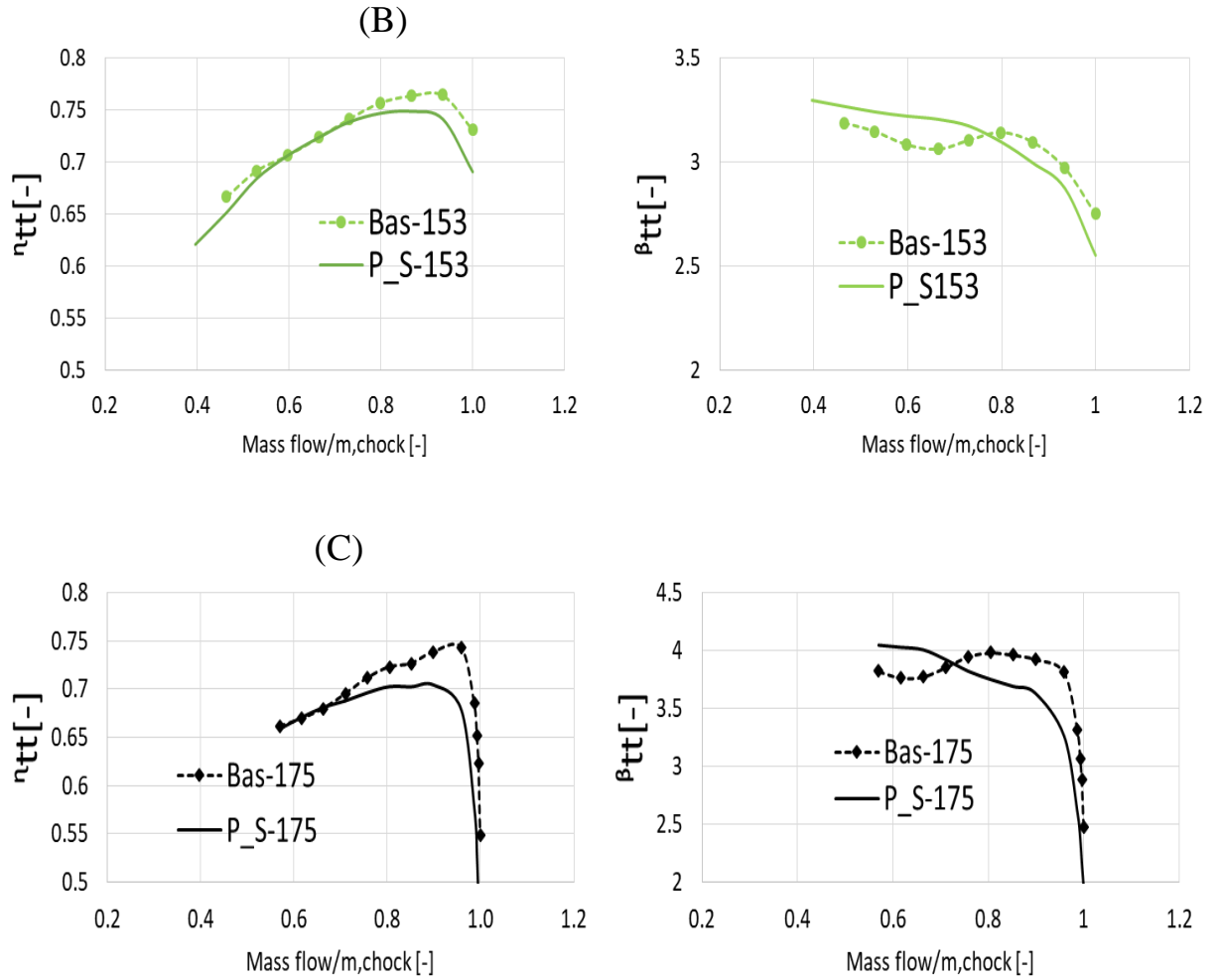
## 5.1 Analisi prestazionale dei compressori

Le simulazioni CFD sono state eseguite per tre velocità di rotazione della girante (131, 153, 175 krpm con  $\text{krpm}=10^3 \text{ rpm}$ ). I calcoli RANS sono stati condotti su dieci punti operativi per ogni isogiro delle diverse configurazioni del compressore: baseline e ported shroud. Nella figura 1 che presenta le prestazioni del compressore, la portata è stata adimensionalizzata usando la massima portata di funzionamento del compressore in ogni isogiro. Il rapporto di pressione totale e l'efficienza isoentropica del compressore sono stati calcolati utilizzando le seguenti formule:

$$\beta_{tt} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \quad (5.1)$$

$$\eta_{tt} = \frac{(P_{02}/P_{01})^{(k-1)/k} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad (5.2)$$





*Figura 5.1: confronto delle prestazioni tra il compressore baseline e quello ported shroud*

Dalla figura 1, si nota per ogni isogiri dei compressori, una riduzione del rapporto di pressione del ported shroud rispetto al baseline per i punti operativi compresi tra il punto di progetto e quello di choking. Invece nei punti vicino al surge, il ported shroud ha un comportamento opposto in quanto il rapporto di pressione è maggiore nel ported shroud rispetto al baseline: questo vantaggio è particolarmente evidente ad alta velocità di rotazione (fig.5.1.C).

Tuttavia, si nota una riduzione dell'efficienza del ported shroud rispetto al baseline. Tale calo di efficienza tende ad aumentare al crescere della velocità di rotazione del rotore e quindi il ported shroud potrebbe diventare controproducente ad alto regime di rotazione.

Ciò nonostante, è molto importante, nel confrontare i due compressori, prendere in considerazione il loro range di stabilità operativa. Il principale vantaggio che il compressore ported shroud comporta il rispetto al baseline è proprio legato al range di funzionamento. Il range operativo del ported shroud è generalmente più ampio del baseline (fig.1.A, fig.1.B). Di fronte a tale vantaggio, molte industrie automobilistiche accettano il compromesso con la riduzione dell'efficienza del compressore.

Per valutare il miglioramento del range operativo che il ported shroud comporta rispetto al baseline, la seguente equazione è stata utilizzata:

$$SM_{PS} = \frac{\dot{m}_{Surge\_baseline} - \dot{m}_{Surge\_PS}}{\dot{m}_{Chock\_baseline} - \dot{m}_{Surge\_baseline}} \times 100\% \quad (5.3)$$

Secondo la (5.3) il margine di stallo del compressore studiato è stato migliorato di circa 11% per la bassa velocità (131 krpm), 9% per la velocità media/alta (153 krpm) e nessuna estensione è stata ottenuta ad alta velocità (175 krpm). Tuttavia, come accennato sopra, ad alta velocità, il ported shroud consente di avere un rapporto di pressione più elevato rispetto al caso baseline nei punti vicini al surge con una minore riduzione di efficienza.

Per comprendere il principio di funzionamento del ported shroud, sono state rappresentate le linee di flusso (fig.2) del compressore in vari punti di funzionamento quando la girante ruota a basso regime.

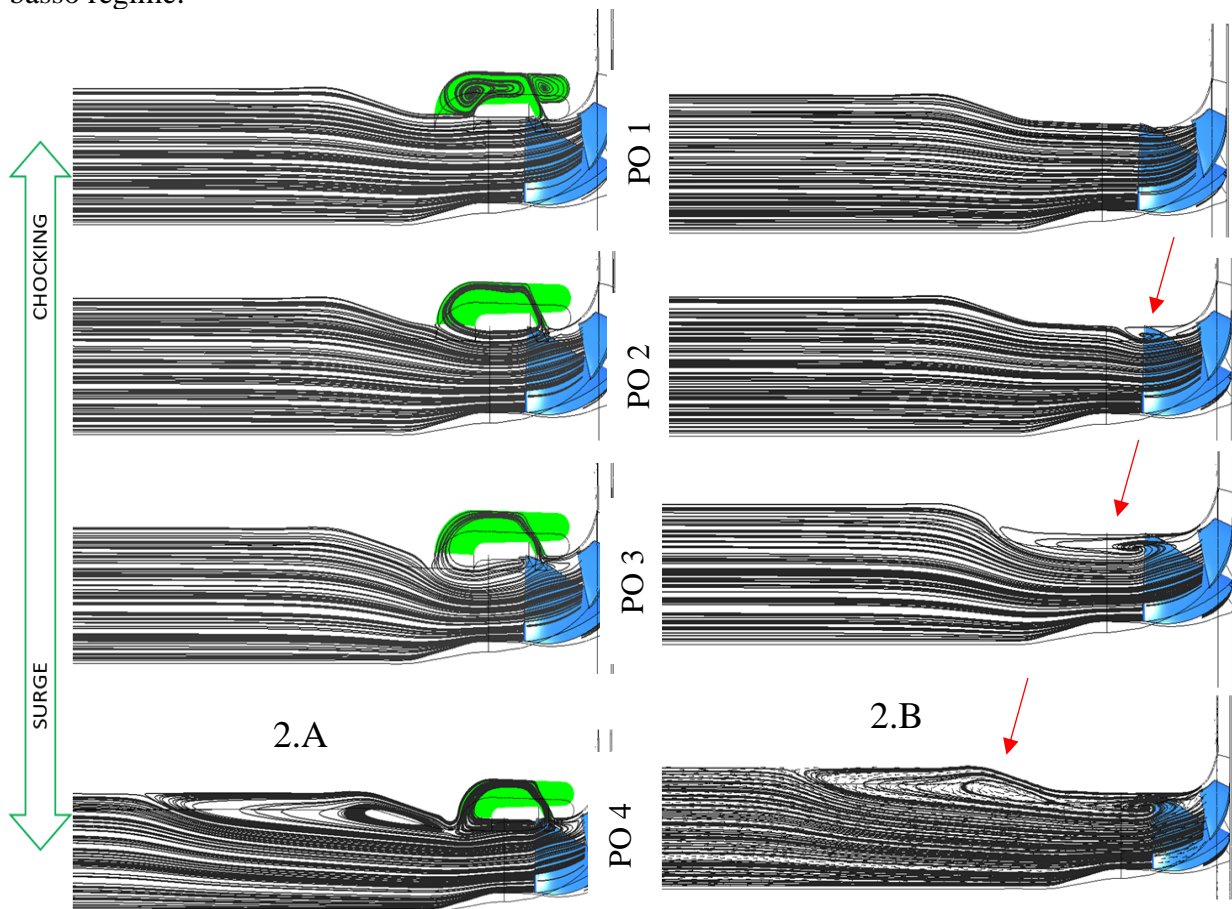


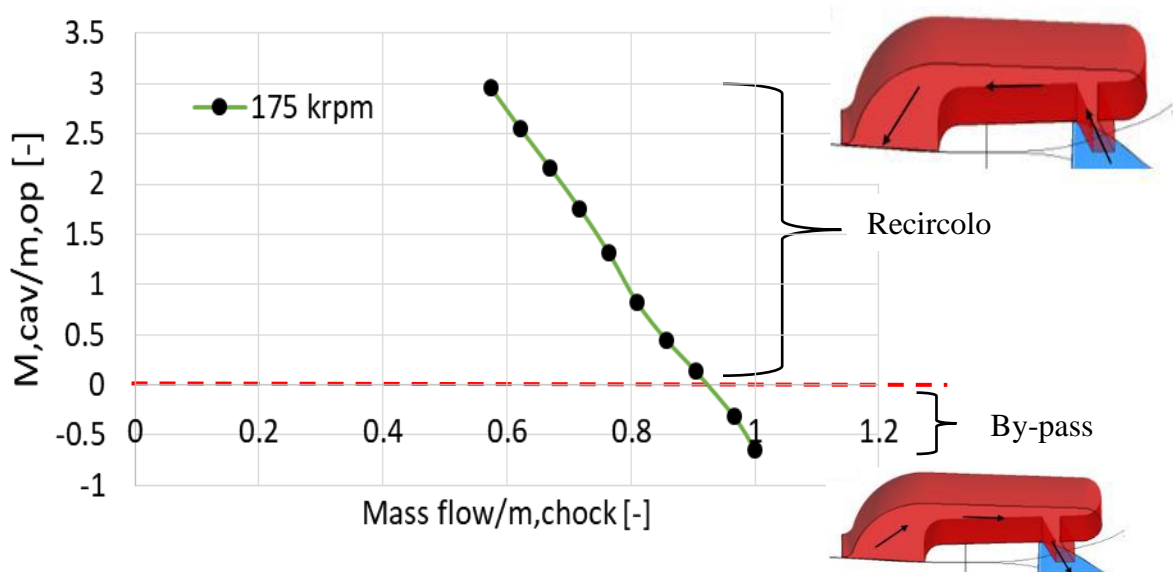
Figure 5.2: Linee di flusso nel compressore in vari punti del suo range operativo quando lavora con (2.A) e senza la cavità (2.B)

Nella figura 5.2 viene presentato il campo di moto per qualche punto operativo simulato a bassa velocità (131 krpm) per entrambe le varianti del compressore. I punti operativi scelti sono quelli in cui si osserva un ritorno del flusso nella cavità.

Andando verso choking, al Punto Operativo (PO1), si vede che le linee di flusso del baseline (2.B) sono parallele tra di loro nel dominio rotante, quindi non ci sono vortici. La stessa

osservazione viene fatta nel rotore del ported shroud (2.A). Si nota inoltre, la presenza di una parte del flusso che gira nella cavità ma che non influisce sull'allineamento delle linee di flusso. Al ridursi della portata operativa (dal PO2 al PO3), si nota la presenza del ricircolo di flusso nelle vicinanze del leading edge della girante del baseline. Tale flusso vorticoso occupa più spazio al ridursi della portata operativa del compressore. Nel ported shroud, è poco visibile lo spazio che occupa il flusso a bassa quantità di moto. Ciò è dovuto al fatto che tale flusso vorticoso entra nella cavità, associata allo shroud, ed è guidato a monte dell'impeller by passando le vicinanze del leading edge dell'impeller. Proprio a causa di queste nuove aperture (slot) della cavità per il ricircolo di flusso, la regione del flusso attiva all'interno del passaggio palare è molto più ampia, il che migliora la stabilità del ported shroud. A valle dell'impeller, il flusso ricircolato che esce dalla cavità viene trascinato dal flusso principale con cui esso si miscela.

Al punto operativo (PO4), la regione occupata dal flusso a bassa quantità di moto è così ampia da portare l'impeller a stallare. Questo punto rappresenta il punto di near surge del baseline. Nel ported shroud la situazione è sempre migliore nella girante grazie al contributo delle aperture della cavità che continuano a ricircolare il flusso vorticoso. Poiché il compressore lavora a bassa portata operativa, il flusso vorticoso è più ampio e, di conseguenza, la portata di flusso ricircolata nella cavità è elevata. A valle dell'impeller, il flusso ricircolato che esce dalla cavità impone la sua direzione di moto al flusso principale che scorre nelle vicinanze della cassa che si trova ostacolato. Di conseguenza si genera una zona di ricircolo a valle dell'uscita cavità. La figura 5.3 illustra la variazione della portata ricircolata della cavità al variare dei punti operativi quando il compressore funziona a regime di velocità di rotazione costante.



*Figura 5.3: Distribuzione della portata circolante nella cavità durante il funzionamento del compressore*

Le portate sono espresse in percentuale rispetto alla portata operativa di design del compressore: valori positivi rappresentano il reflusso nella cavità mentre valori negativi presentano la condizione di by-pass del flusso. L'andamento del flusso (fig. 3) mostra che la cavità del compressore ported shroud fa ricircolare il flusso nella maggior parte dei punti di

funzionamento. Inoltre, la portata di fluido ricircolata dalla cavità aumenta man mano che ci avviciniamo al surge ovvero a portata bassa. Si nota però poi, che il comportamento del flusso nella cavità cambia quando la macchina si avvicina alla condizione di choking ove, in tal caso, la cavità by-passa il flusso (valori negativi).

La condizione di ricircolo o di by-pass del flusso a bassa quantità di moto è definita dalla differenza di pressione totale esistente tra l'ingresso (a valle del leading edge della pala) e l'uscita (a monte della pala) della cavità come lo mostra la figura 4.

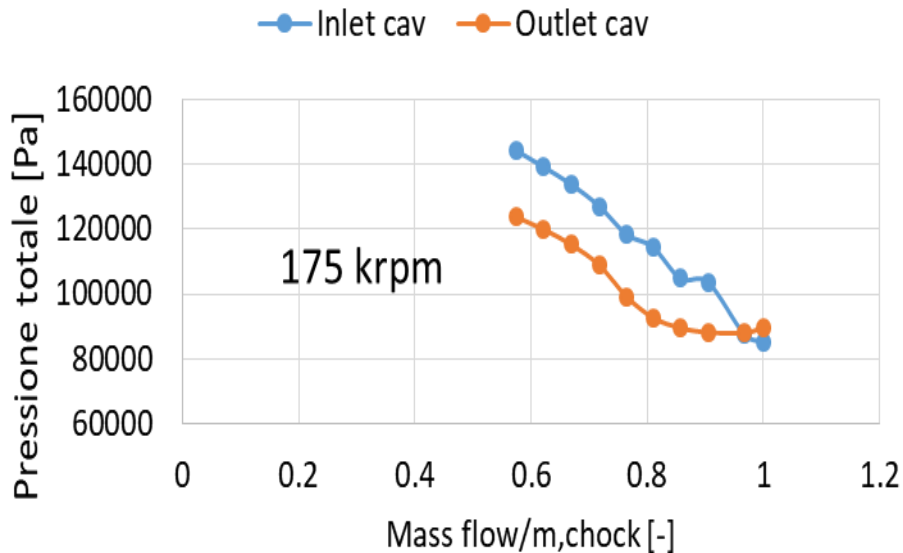


Figura 5.4: Distribuzione della pressione totale all'ingresso e uscita della cavità del ported shroud

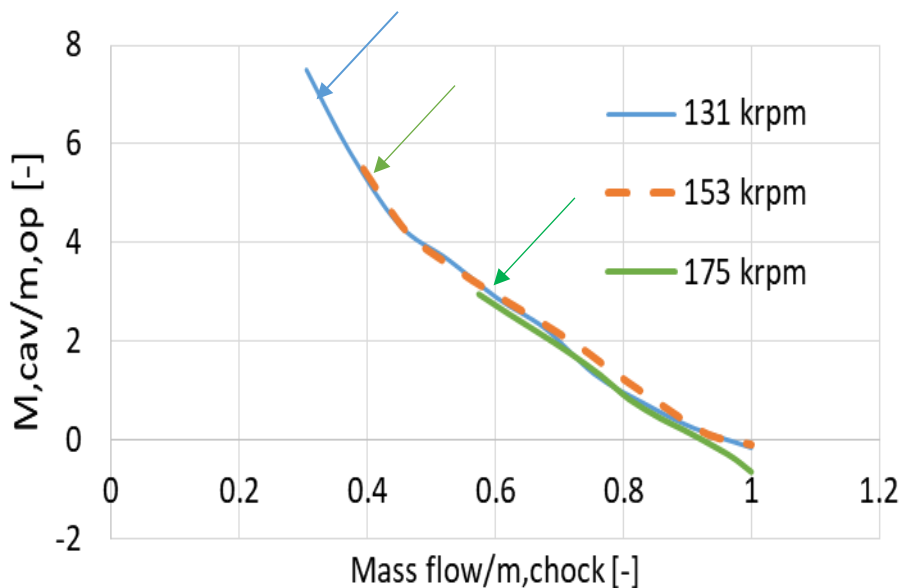
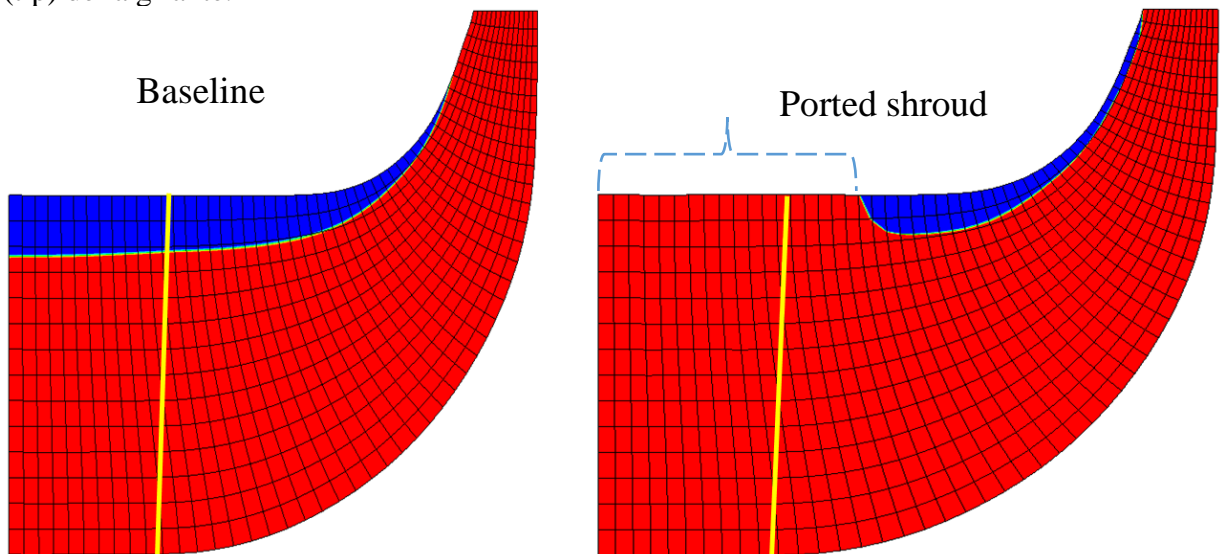


Figura 5.5: andamento della portata che attraversa la cavità del compressore ported shroud in tutti gli isogiri

Quindi la variazione della portata in funzione del regime del compressore è legata alla variazione delle pressioni totali. Tale portata può quindi essere calcolata mediante l'uso dell'equazione di De Saint-Venant.

Una visualizzazione della distribuzione del flusso (fig.5.6) della sezione rotorica modellizzata mostra l'impatto del ported shroud sul campo di moto nella regione in prossimità dell'apice (tip) della girante.



*Figura 5.6: Impatto del ported shroud sul campo di moto nel canale dell'impeller*

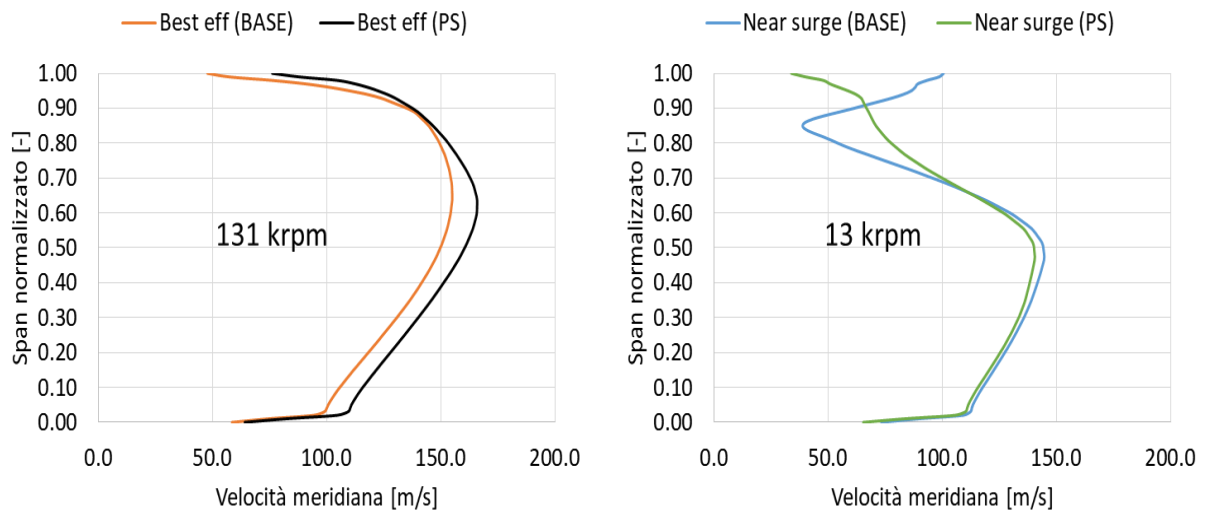
La figura 5.6 mostra che la regione occupata dal flusso a bassa quantità di moto (colorata in blu) è più significativa nel compressore baseline rispetto a quella in cui è inserito il ported shroud. Ciò è dovuto al fatto che, nel ported shroud, quel flusso viene ricircolato nella cavità liberando una parte del tip fino al leading edge (colore giallo) della pala.

Una delle conclusioni che possiamo trarre dal confronto delle prestazioni di queste due tipologie di compressori è il fatto che il limite del ported shroud risiede nella velocità di rotazione al quale il compressore lavora. In altre parole, l'estensione del range operativo ottenuta mediante il ported shroud diminuisce all'aumentare della velocità di rotazione del compressore.

Per capire l'origine dell'allontanamento del punto di surge nel compressore ported shroud, verrà nel seguito presentata un'analisi approfondita della struttura del flusso all'interno del ported shroud.

## **5.2 ANALISI APPROFONDITA DELLA STRUTTURA DI FLUSSO**

Lo studio approfondito del campo di flusso è fatto posizionandosi al bordo d'attacco (leading edge) della pala per analizzare l'arrivo del flusso nel canale palettato. Il miglioramento della struttura di flusso del compressore ported shroud può essere visto nella figura 7, che mostra il campo di flusso di due punti operativi (il punto di progetto e il punto di near surge). I valori della velocità meridiana presente nella figura 7 sono mediati circonferenzialmente.

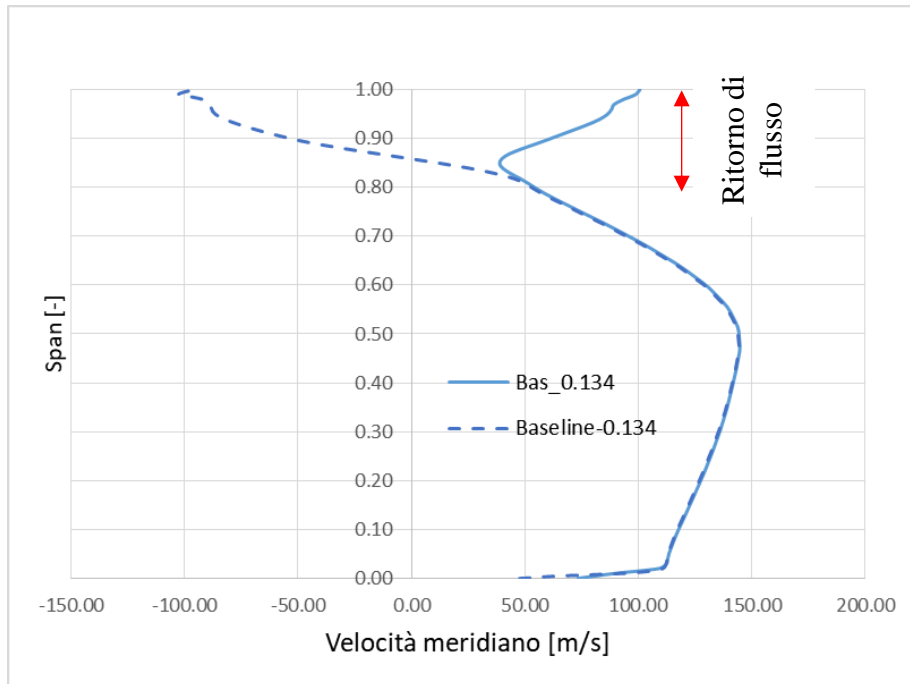


*Figura 5.7: Confronto della distribuzione della velocità meridiana posizionandosi vicino al leading edge quando il compressore opera nel punto di best efficiency (sinistra) e punto di funzionamento vicino al surge (destra).*

Nel punto di progetto, si nota un aumento della velocità meridiana (fig.5.7.A) del ported shroud rispetto al baseline. La velocità meridiana è aumentata nel caso del ported shroud grazie al flusso ricircolato mediante la cavità installata sullo shroud.

Nel punto di near surge, l'andamento della velocità è caratterizzato da una drastica deviazione del trend della velocità meridiana. Tale deviazione della velocità meridiana è sinonimo di flusso che si muove nel verso opposto a quello principale come mostra la figura 8. Il flusso ricircolato dalla cavità in questo caso non è maggiore rispetto al caso baseline. Tuttavia, il flusso aggiunto dalla cavità consente di contrastare il ritorno di flusso in modo da raddrizzare la deviazione vista nel caso baseline. Quindi nel ported shroud, il flusso nell'intero canale si muove nella direzione del flusso principale.





*Figura 5.8: Illustrazione della zona di ricircolo del flusso*

Per la girante di riferimento (Figura 5.8), si osserva un'ampia zona di ricircolo tra l'80% e il 100% dell'altezza del canale nei punti in vicinanza del surge.

La figura 5.9 mostra il contour della velocità streamline lungo il piano meridiano della pala per un compressore baseline (sinistra) e ported shroud (destra). Il tratto di colore giallo rappresenta il bordo d'attacco della pala mentre le altre due rette azzurre indicano la posizione dell'ingresso della cavità nel ported shroud. L'area azzurra del contour rappresenta la zona di ricircolo del flusso mentre quella rossa indica la zona del flusso attivo. Questa figura mette in evidenza il fatto che la zona occupata dal flusso attivo è ristretta dalla regione di ricircolo del flusso nel caso baseline. Questo flusso a bassa quantità di moto si estende su tutta la pala della girante e prosegue a monte nell'inducer. Il blocco parziale prodotto da questo fluido a bassa quantità di moto alla fine porta all'inizio dello stallo.

Nel caso ported shroud, invece, la regione di ricircolo si ferma all'ingresso della cavità installata sullo shroud. Il beneficio che si ottiene da questa corta estensione è che, il flusso principale occupa tutta l'altezza del canale palettato e quindi, la girante vede più portata da elaborare nel compressore ported shroud rispetto al baseline; di conseguenza, si riduce il rischio di stallo all'inducer dell'impeller.

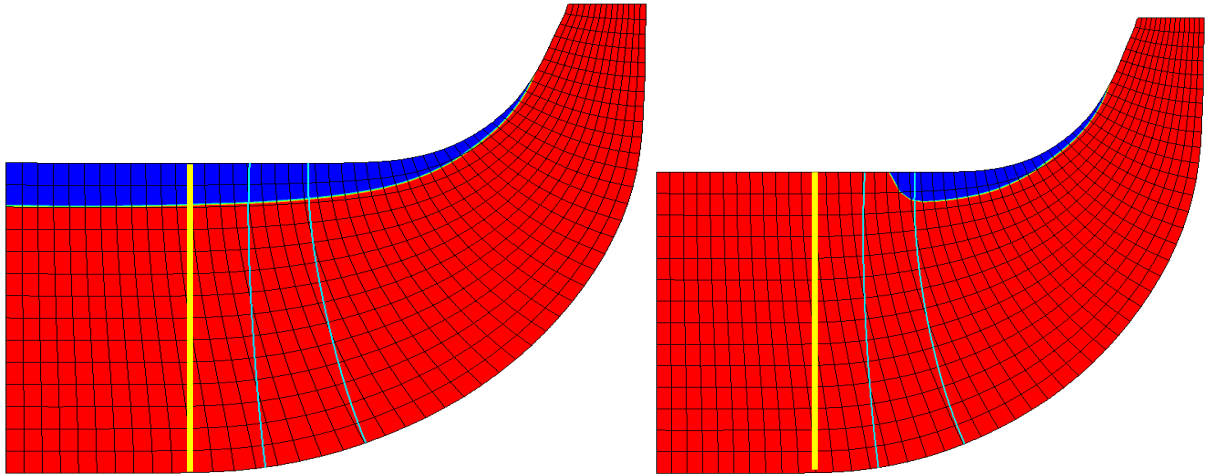


Figura 5.9: Contour della velocità streamline nel piano meridionale per un punto di funzionamento prossimo allo stallo

Per visualizzare l'andamento migliore che la velocità tangenziale assoluta deve avere al leading edge di una pala, viene mostrato nella figura 5.10 l'andamento della velocità tangenziale quando il compressore lavora in modalità baseline. Si nota che la velocità tangenziale del punto di progetto cresce all'aumentare dell'altezza del canale e quindi rispetta il principio della conservazione della velocità angolare. Nel caso del punto di near surge, invece, tale principio viene severamente violato man mano che l'altezza che ci si avvicina alla cassa. La regione contenente flusso che non rispetta il principio di conservazione è generalmente non desiderata in quanto occupando lo spazio dedicato al flusso principale può generare un bloccaggio del canale.

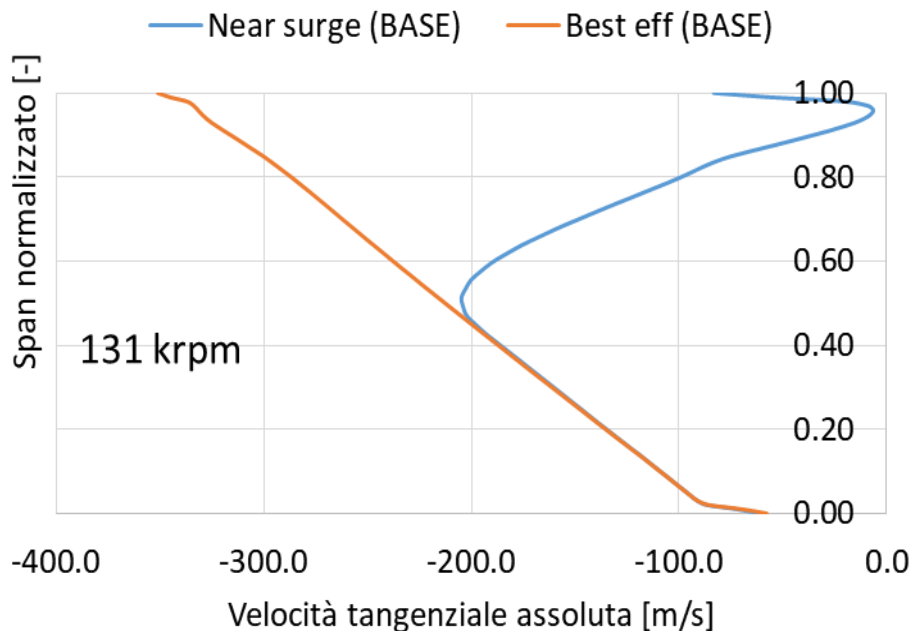
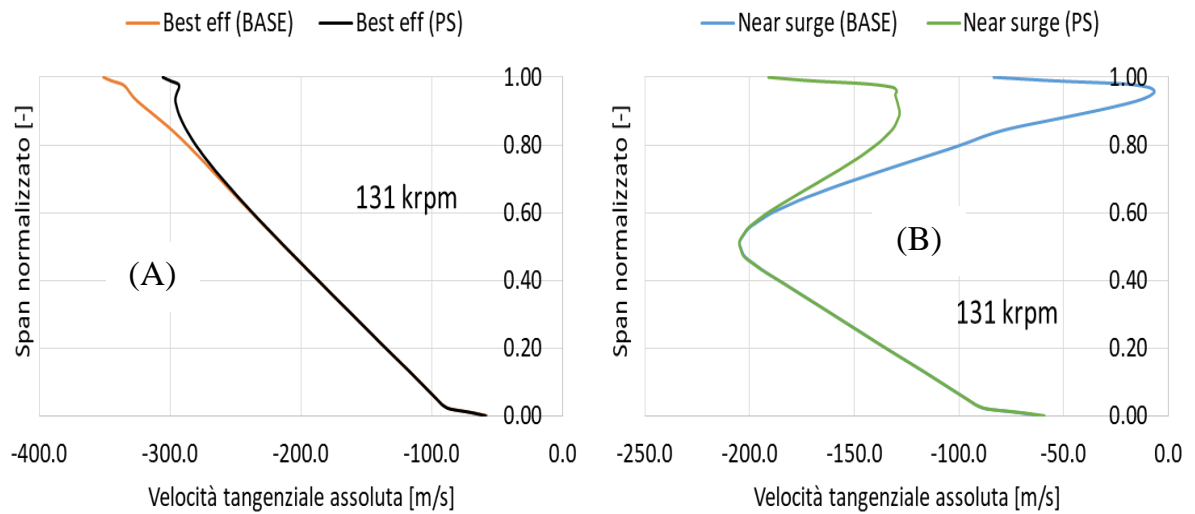


Figura 5.10: andamento della velocità tangenziale assoluta ( $C_{th}$ ) al leading edge della pala di un compressore baseline in due punti operativi distinti



*Figura 5.11: Confronto delle velocità tangenziale assoluta tra baseline e ported shroud tra l'hub e lo shroud del canale posto al leading edge della pala*

Riguardo al punto di massimo rendimento (best efficiency) (fig.5.11.A), si nota che avvicinandosi alla cassa, la velocità tangenziale assoluta del ported shroud è leggermente più alta rispetto a quella del baseline. Quell'incremento è dovuto alla velocità tangenziale aggiunta dal flusso ricircolato nella cavità. Quindi, per questo punto operativo, la cavità non migliora la struttura del flusso, anzi produce effetti negativi.

Nel punto di near surge (fig.5.11.B), la velocità tangenziale assoluta del ported shroud aumenta drasticamente rispetto al baseline quando il flusso si avvicina alla cassa. Tale confronto mostra che la struttura di flusso è più stabile che nel baseline. Questo miglioramento del campo di flusso è dovuto alla presenza del flusso ricircolato dalla cavità del ported shroud. Per questo punto operativo, la presenza della cavità è fortemente vantaggiosa. Si nota tuttavia, che anche nel campo di flusso del ported shroud, l'andamento della velocità tangenziale assoluta presenta una deviazione rispetto al flusso vicino al mozzo. Ciò significa nel ported shroud, vicino alla cassa, c'è la presenza di flusso vorticoso che occupa spazio anche se in proporzione minore rispetto al baseline.

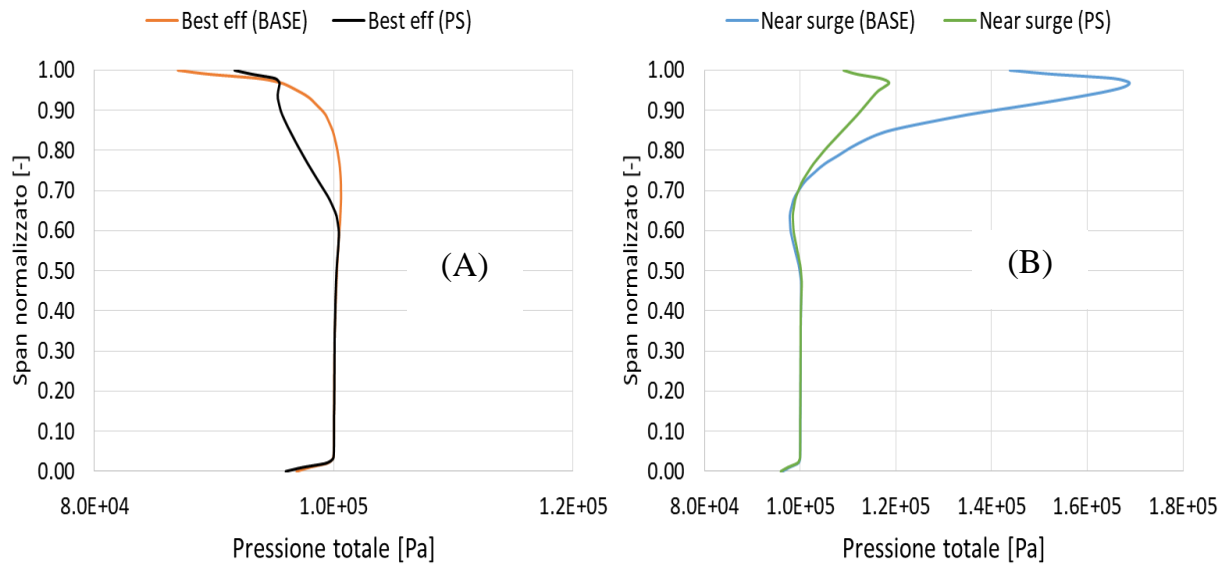


Figura 5.12: Distribuzione della pressione totale a leading edge della pala dei compressori

Nel punto di best efficiency (fig.5.12.A), la pressione totale del baseline e quella del ported shroud sono quasi simili. Nel punto di near surge (fig.5.12.B), invece, si nota uno scostamento enorme tra per i valori delle pressioni totali nei flussi vicino alla cassa. A prima vista si potrebbe pensare che in questo punto, il baseline avrà un rapporto di pressione maggiore del ported shroud. Le curve delle prestazioni dei compressori (fig.5.1) dicono invece il contrario. Ciò è dovuto al fatto che ad una certa altezza del canale, nel baseline, c'è un ritorno di flusso che non può essere lavorato dalla pala. Quindi tutta l'energia contenuta nel flusso nelle vicinanze della cassa per il baseline non viene sfruttata mentre, nel ported shroud la pala lavora nell'intero canale.

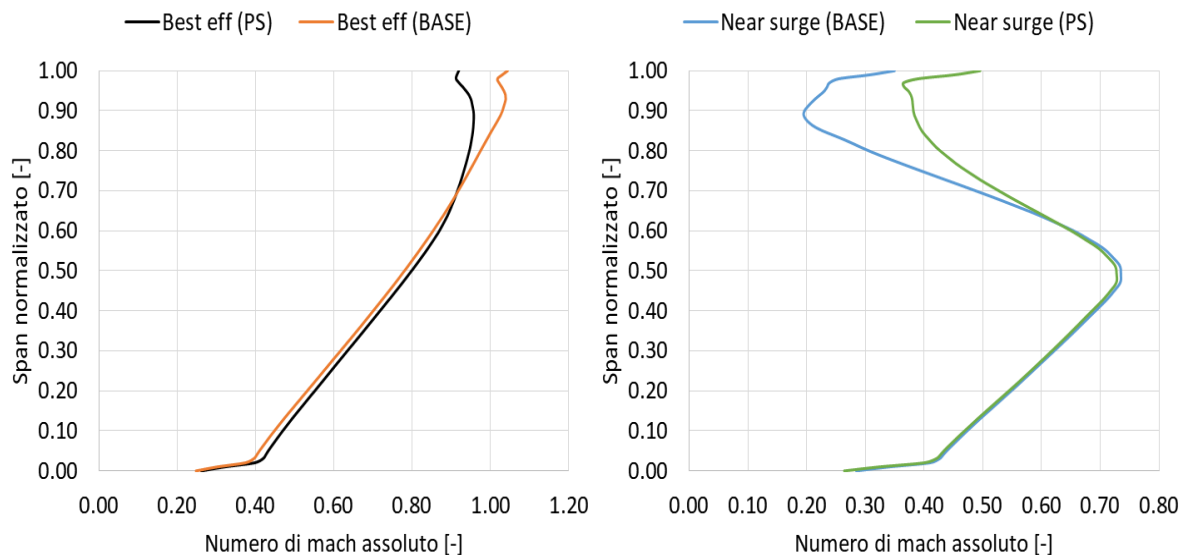


Figura 5.13: Distribuzione da mozzo a cassa del numero di Mach assoluto del flusso posizionandosi al leading edge

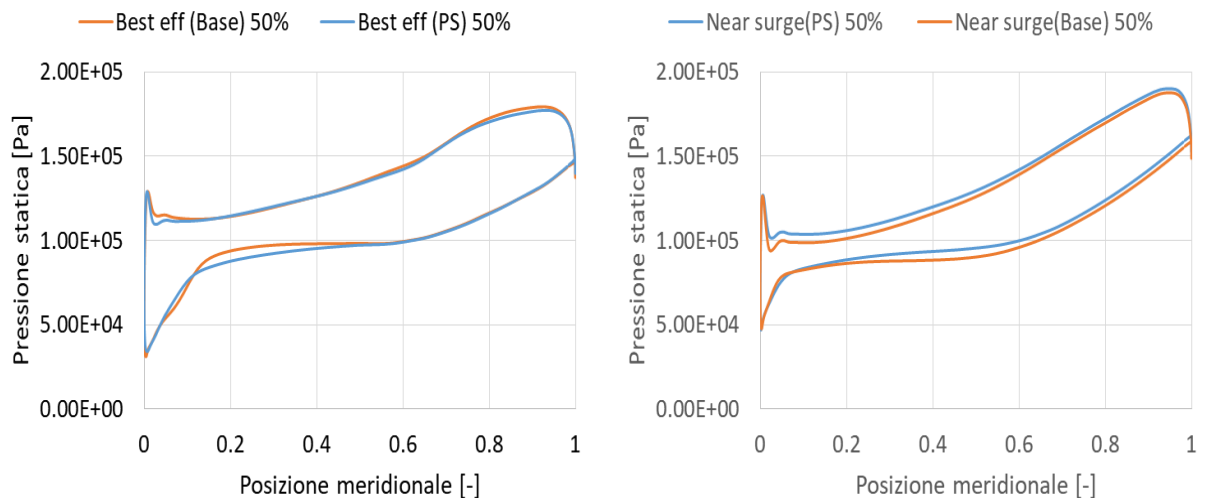
Nel punto di best efficiency, il numero di Mach è simile per entrambe le configurazioni tranne nel dintorni della cassa ove il flusso nel baseline presenta un comportamento sonico.

Invece, nel punto di near surge (fig.5.13.B), il flusso per entrambe le tipologie di compressori non presenta comportamento sonico. Tuttavia, il flusso nel baseline presenta una regione incompressibile ove il numero di Mach è minore di 0.3. Tale regione, che parte dal'80% dello span del canale viene invece modificata nel ported shroud.

Queste osservazioni consentono di notare che il flusso ricircolato dalla cavità non impatta sul flusso presente nell'intero canale di adduzione ma, soltanto nella regione vicino alla cassa. In particolare, si è visto in questo studio che, per tutti gli isogiri, l'effetto della cavità sul flusso principale si può contenere in una regione compresa tra l'80% di span e la cassa.

La Figura 5.14 mostra la distribuzione della pressione statica sulle superfici della pala della girante in tre posizioni trasversali del 50%, 85% e 95% dell'altezza del canale dalla parete del mozzo per due portate di massa corrispondenti alle condizioni di progetto e di prossimità allo stallo. Per entrambe le portate, il carico palare aumenta dall'ingresso all'uscita della girante ed è qualitativamente simile per le altezze 50% e 85% di span del canale. Lo span dell'85% si trova all'interno della zona di ricircolo per entrambe le varianti. Ma ciò non impedisce che il caso ported shroud abbia un maggiore carico palare all'inducer. La differenza tra le due tipologie di compressore è legata all'ampiezza del ritorno di flusso all'interno del passaggio della girante; anche se il flusso vorticoso ne risente durante il funzionamento del ported shroud, la regione occupata da tale flusso è contenuta mediante le aperture della cavità che consentono di farlo ricircolare all'ingresso del rotore. Il risultato è quindi un aumento del carico dell'inducer che consente una maggiore stabilità e un aumento della pressione.

Al 95% dell'altezza della pala, il carico presenta qualche discrepanza tra il caso baseline e quello ported shroud. Alla portata di stallo, il carico della pala è molto basso nella regione dell'inducer a causa delle separazioni di flusso presenti sulle superfici della pala. Al 95% di span, le pressioni statiche su entrambe le superfici, estradosso e intradosso, della pala sono inferiori rispetto ai valori ottenuti nelle altezze 50% e 85% di span. Tale riduzione del carico è dovuta alla presenza del flusso a bassa quantità di moto che crea l'ostruzione del flusso principale nel passaggio palare della girante nel suo funzionamento nei punti operativi vicini al surge.



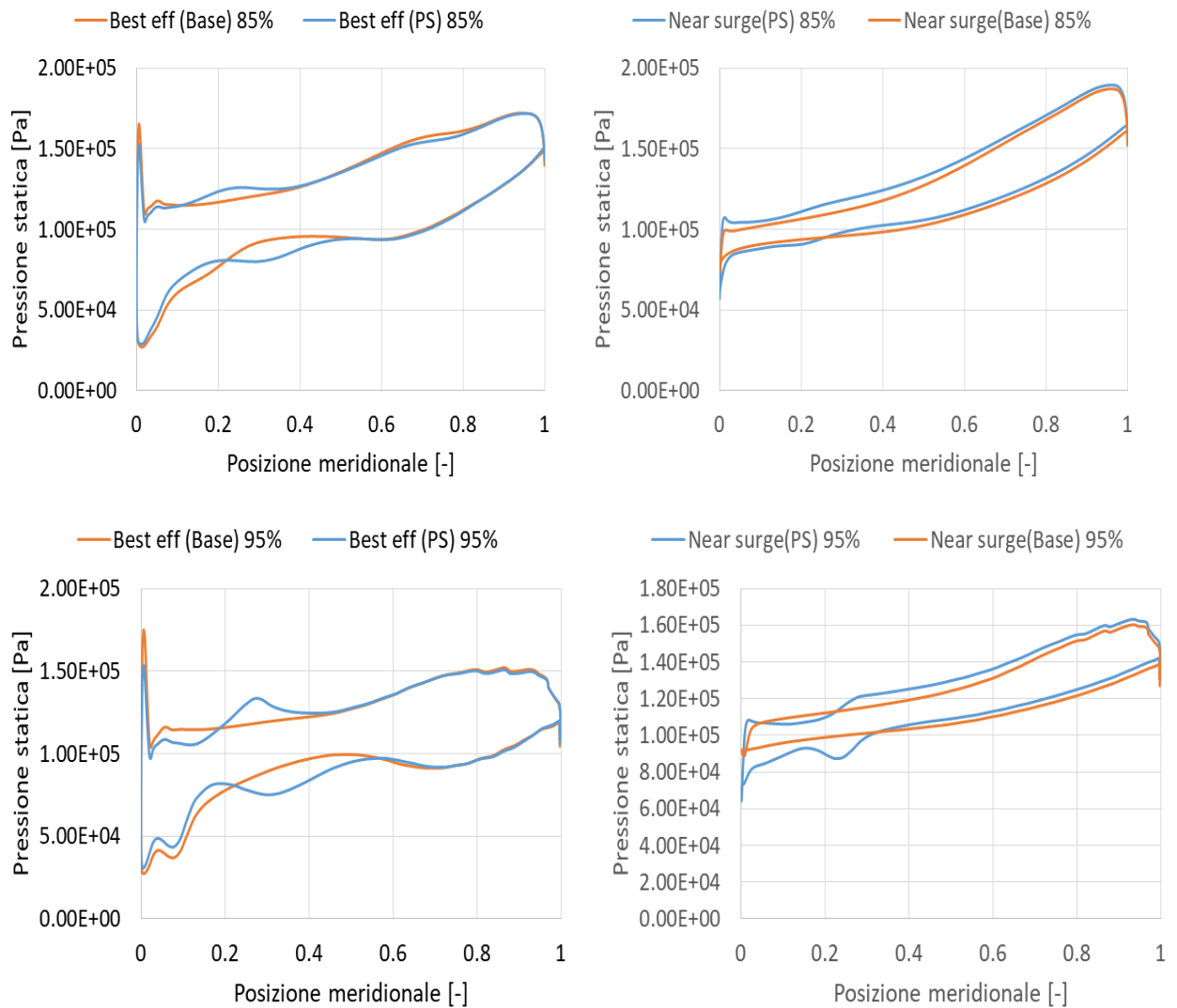


Figura 5.14: Carico palare dei punto di best efficiency e near surge per 3 altezze nel canale palare (50%, 85% e 95% di span)

### 5.3 Verifica limite di stabilità ported shroud con modello 3D completo

Il modello di calcolo scelto per simulare i compressori è il Simple model. Questo modello di calcolo è una tecnica che viene molto utilizzata quando si deve fare una serie di calcoli poiché richiede un costo computazionale molto basso rispetto al modello completo con dei risultati affidabili. Tuttavia, la robustezza del Simple model può portare i calcoli a convergenza anche in condizione instabili (condizione di surge).

Per stabilire il punto di surge delle turbomacchine, è quindi necessario sfruttare altri strumenti. Per questa attività, la tecnica utilizzata per definire la condizione di stabilità di un punto operativo è un criterio dell'angolo critico".

Questa tecnica si focalizza sulla zona di ingresso diffusore che è considerata la più critica per i compressori centrifughi con diffusore non palettato. Essa fu definita nel 1977, da Senoo e al. [ref.32 del capitolo 1] che hanno sviluppato un'equazione per definire l'angolo di flusso assoluto critico all'ingresso del diffusore come parametro per individuare lo stallo rotante. Il

valore critico di tale angolo viene determinato in funzione della geometria del diffusore, in particolare col raggio di ingresso diffusore e con l'altezza del canale in tale sezione applicando la seguente formula:

$$\alpha_c = 90 - \left( 4.09685 + \left( 93.2669 * \left( \frac{b_4}{r_4} \right) \right) - \left( 229.774 * \left( \frac{b_4}{r_4} \right)^2 \right) + \left( 4953.57 * \left( \frac{b_4}{r_4} \right)^3 \right) - \left( 51284.8 * \left( \frac{b_4}{r_4} \right)^4 \right) + \left( 136173 * \left( \frac{b_4}{r_4} \right)^5 \right) \right) \quad (5.4)$$

Nel 2019, in un precedente lavoro di Dottorato [1], l'ing. Marsano ha adattato il criterio dell'angolo critico al Simple model dei compressori centrifughi normali (baseline). Il criterio prevede che il compressore vada in surge se l'angolo assoluto di flusso supera l'angolo critico al di sotto dell'80% di span del canale all'ingresso del diffusore.

Poiché una delle configurazioni di compressore su cui si viene svolta l'attività è un ported shroud, il quale è fluidodinamicamente diverso dal baseline, occorre effettuare una verifica di validità del criterio anche per questa tipologia. La verifica consiste nel confrontare la distribuzione dell'angolo di flusso dall'hub alla cassa del diffusore proveniente dal Simple model con il model completo stazionario (fully 3D) e il modello instazionario. La figura 5.15 presenta un confronto della distribuzione dell'angolo di flusso all'ingresso del diffusore di un compressore ported shroud funzionante al suo minimo punto operativo e modellizzato con Simple model e fully 3D stazionario (steady).

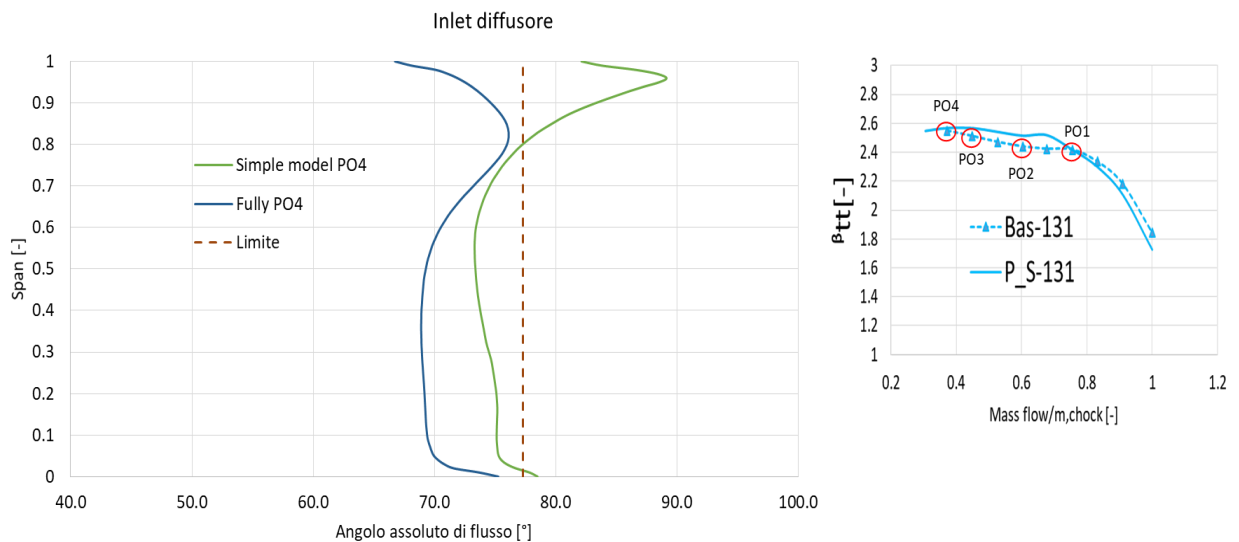
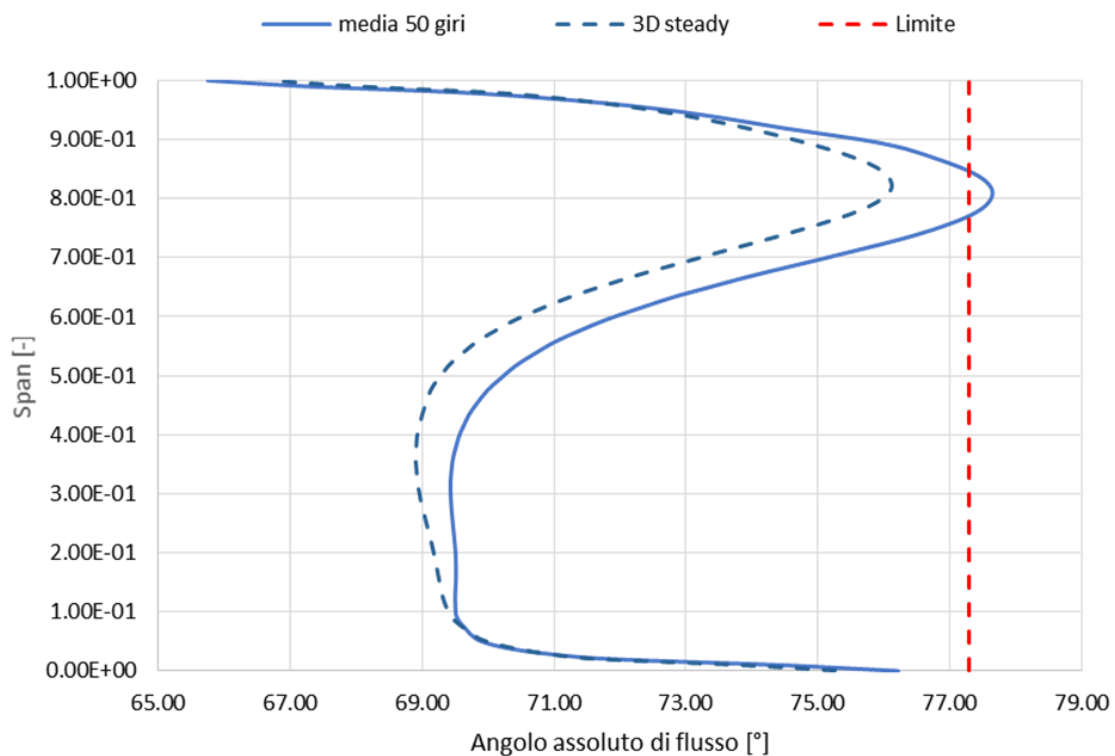


Figura 5.15: Confronto per l'angolo di flusso assoluto tra Simple model e fully 3D all'ingresso del diffusore

L'andamento dell'angolo di flusso assoluto rispetto all'angolo critico mostra che il punto operativo è ancora una condizione stabile di funzionamento del ported shroud. Tuttavia si nota che il trend della distribuzione dell'angolo del Simple model diverge da quello del modello completo steady dal 80% dello span del canale del diffusore fino alla cassa. Inoltre, all'80% di span i risultati dei due modelli forniscono delle interpretazioni diverse: dal Simple model si osserva che il punto operativo è il minimo in quanto l'angolo di flusso taglia l'angolo critico proprio all'80% dello span all'ingresso del diffusore; mentre il trend del fully 3D evidenzia un certo margine prima di tagliare l'angolo critico.

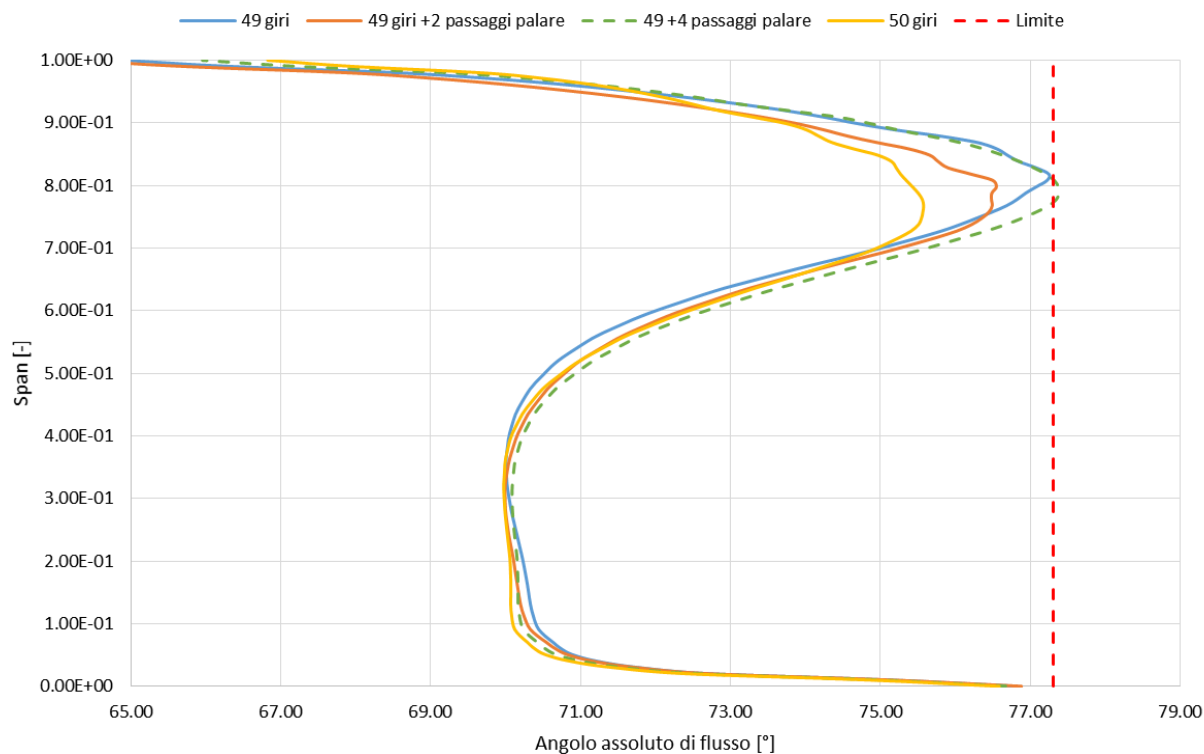
Un'altra prova che porta luce in questa verifica è la simulazione instazionaria del ported shroud. Il risultato del calcolo instazionario sarà rappresentato dalla sua media che verrà confrontata con il risultato del fully 3D come mostrato nella figura 5.16.



*Figura 5.16: Confronto tra i dati provenienti da calcoli instazionari e quello stazionario completo*

Il confronto tra i risultati dei due modelli e l'angolo di flusso critico all'ingresso del diffusore mostra che il compressore è a rischio di stallo in quanto la curva della media dei calcoli instazionari taglia leggermente al di sotto dell'80% dello span l'angolo critico. Controllando diversi istanti di funzionamento, si nota che il criterio sia transitoriamente violato come lo mostra la figura 5.17.





*Figura 5.17: Criterio di instabilità applicato in vari istanti di funzionamento del ported shroud*

Applicando il criterio in vari istanti della rotazione della pala nel punto di near surge si vede che in un giro completo, l'angolo di flusso taglia l'angolo critico solo in un istante. Quindi anche il calcolo unsteady conferma che il punto limite di portata è stabile.

Queste analisi hanno permesso di verificare che il criterio dell'angolo critico applicato sul Simple model di un ported shroud consente di definire i punti stabili del suo funzionamento. Tuttavia, si nota che la struttura di flusso presente all'interno del compressore per lo stesso punto operativo è diverso a seconda che si usi il Simple model oppure il modello completo stazionario. Altri punti sono stati simulati e i risultati sono illustrati nella figura 5.18.

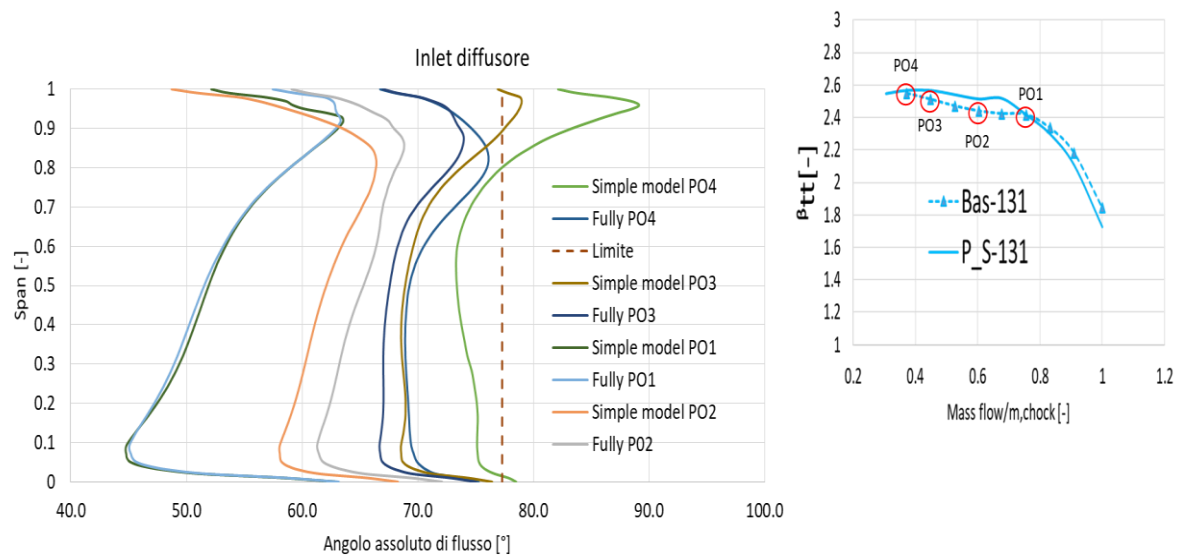


Figura 5.18: confronto relativo all'angolo di flusso assoluto in vari punti operativi

I punti lontani dalla condizione di surge (PO1 e PO2) presentano un andamento simile mentre i punti vicini allo stallo rotante (PO3, PO4) presentano andamenti diversi a seconda del tipo di modello che è stato impostato. Un confronto della struttura di flusso (fig.5.19) consente di vedere uno dei limiti del Simple model.

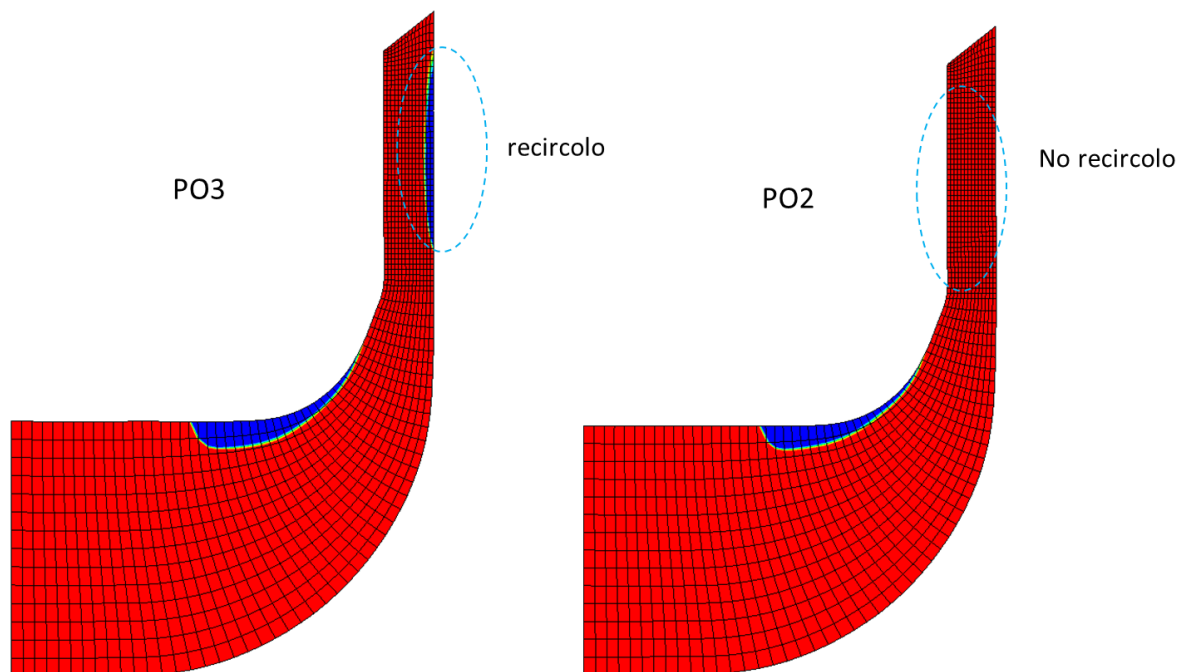
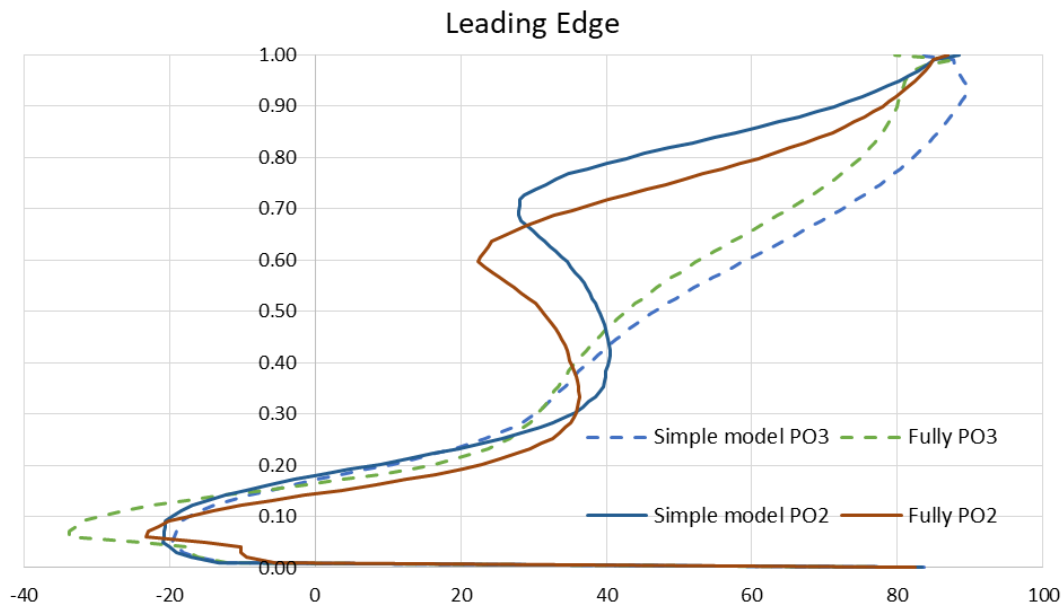


Figura 5.19: Confronto del campo di velocità in due punti operativi

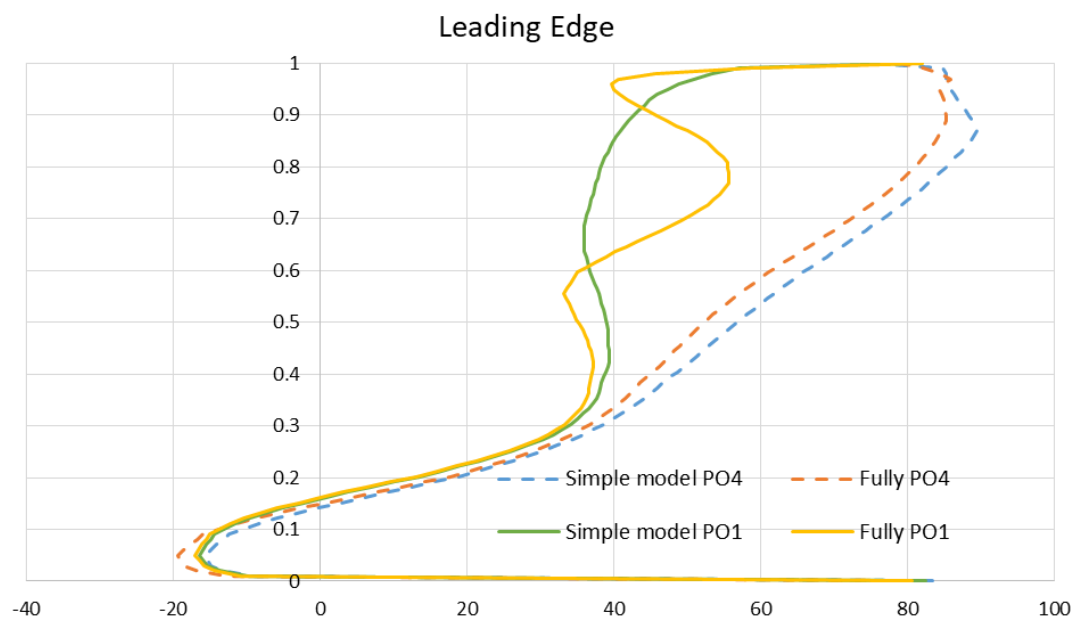
Il confronto campo di velocità in due punti operativi diversi impostati con Simple model consente di concludere che la presenza di separazione nel diffusore generano diversi errori nei risultati. Ciò è dovuto al fatto che le parete laterali del Simple model sono impostate periodiche

eppure, le separazioni presenti nel diffusore non hanno un comportamento periodico. Quindi il Simple model presenta dei risultati affidabili fin tanto che non ci sono delle separazioni.

Il modello analitico ha il compito di prevedere l'effetto della cavità sul flusso principale di un compressore, e risulta importante verificare l'affidabilità dei risultati del Simple model al leading edge della pala. Le figure 5.20 e 5.21 mostrano il confronto dell'angolo di flusso assoluto fatto in vari punti operativi frutto del Simple model e del modello completo (fully). Si nota che l'andamento della struttura di flusso è molto simile in tutti i punti operativi, perciò l'uso del Simple model è appropriato per il modello analitico della cavità che verrà sviluppato nel prossimo capitolo.



*Figura 5.20: Confronto dell'angolo di flusso assoluto tra i punti in mezz'ora del range operativo*



*Figura 5.21: Confronto dell'angolo di flusso assoluto tra i punti estremi del campo di funzionamento stabile*

## **Bibliografia**

- [1] Marsano Davide, 2019, Analisi della stabilità di compressori centrifughi per sovralimentazione. Individuazione di criteri per la previsione del limite di funzionamento stabile

## **Capitolo 6: Sviluppo di un modello per caratterizzare l'effetto del ported shroud non palettato su una configurazione di compressore radiale**

In questo capitolo, verrà sviluppato un modello analitico che consente di simulare il funzionamento della struttura del flusso di un compressore ported shroud, ovvero ricavare la velocità tangenziale che c'è nel flusso, senza l'uso di altri calcoli fatti con la CFD. I dati utilizzati proverranno dall'applicazione della CFD al compressore di base (baseline) e dalla mappa di una cavità nota. Tale modello sarà ricavato sulla base del Simple model di un compressore centrifugo e una cavità già presentata nel precedente capitolo.

### **6.1 Sviluppo del modello**

Prima di sviluppare il modello, è stato necessario definire la zona di applicazione all'interno del compressore. Per determinare tale zona, si è fatto uno studio unidimensionale delle velocità nelle due configurazioni di compressore. Si è interessati a seguire il comportamento delle linee di flusso localizzate a tre altezze del canale prese arbitrariamente dall'80% in su (80%, 90% e 95% di span cioè dell'altezza). Alla velocità 131 krpm giri, sono stati considerati due punti operativi (B\_Eff: best efficiency, N\_S: Near Surge) per il rilevamento delle grandezze fluidodinamiche (le velocità) nelle linee di flusso. I risultati ottenuti sono illustrati dalle figure 6.1 e 6.2.

Le figure mostrano che l'ordine di grandezza delle velocità varia a seconda che il compressore funzioni nel punto di progetto oppure vicino al surge. Questa differenza di ordine di grandezza è ovviamente dovuta al fatto che le portate elaborate nei due punti sono diverse.

Un dato molto utile che si trae dall'osservazione dei grafici è il seguente: partendo dall'ingresso del condotto verso valle, la struttura del flusso è simile per le due configurazioni di compressori e per entrambi i punti fino ad una determinata posizione. In tale posizione il flusso viene modificato per la configurazione ported shroud in entrambi i punti in tutte le altezze del canale scelte. Si è visto che tale posizione corrisponde all'uscita della cavità come indicato dalla figura 6.3.

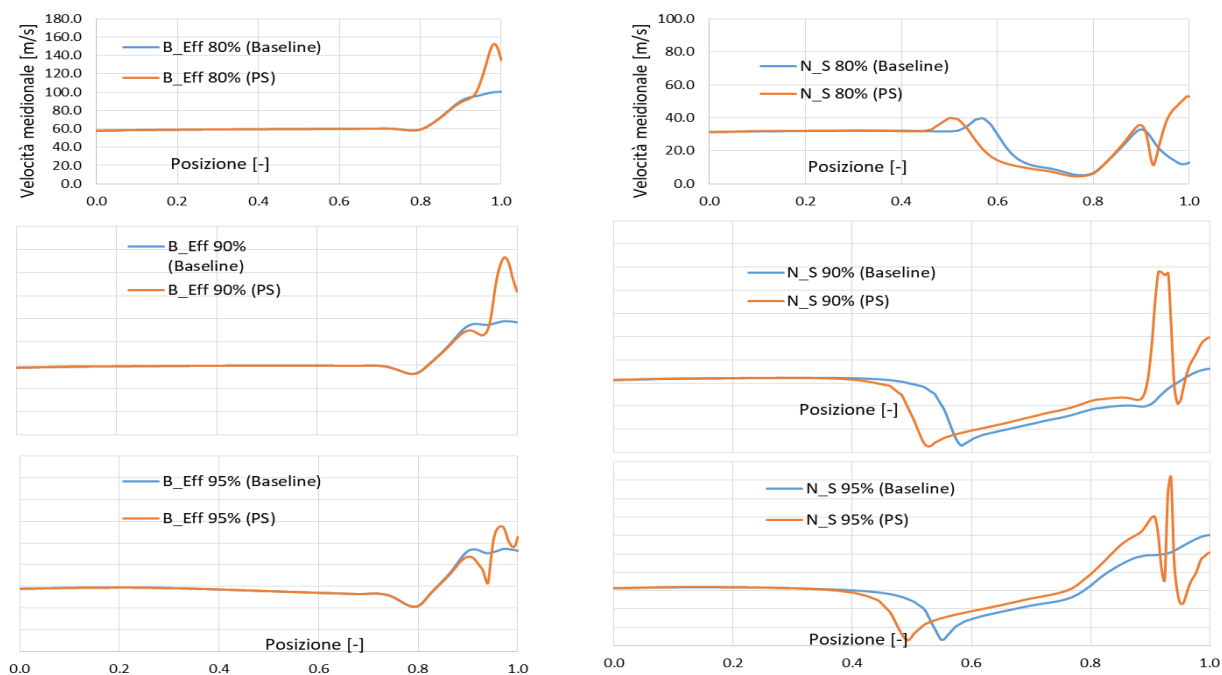


Figura 6.1: Distribuzione della velocità meridiana lungo le linee di flusso per due punti di funzionamento nel condotto di adduzione del compressore

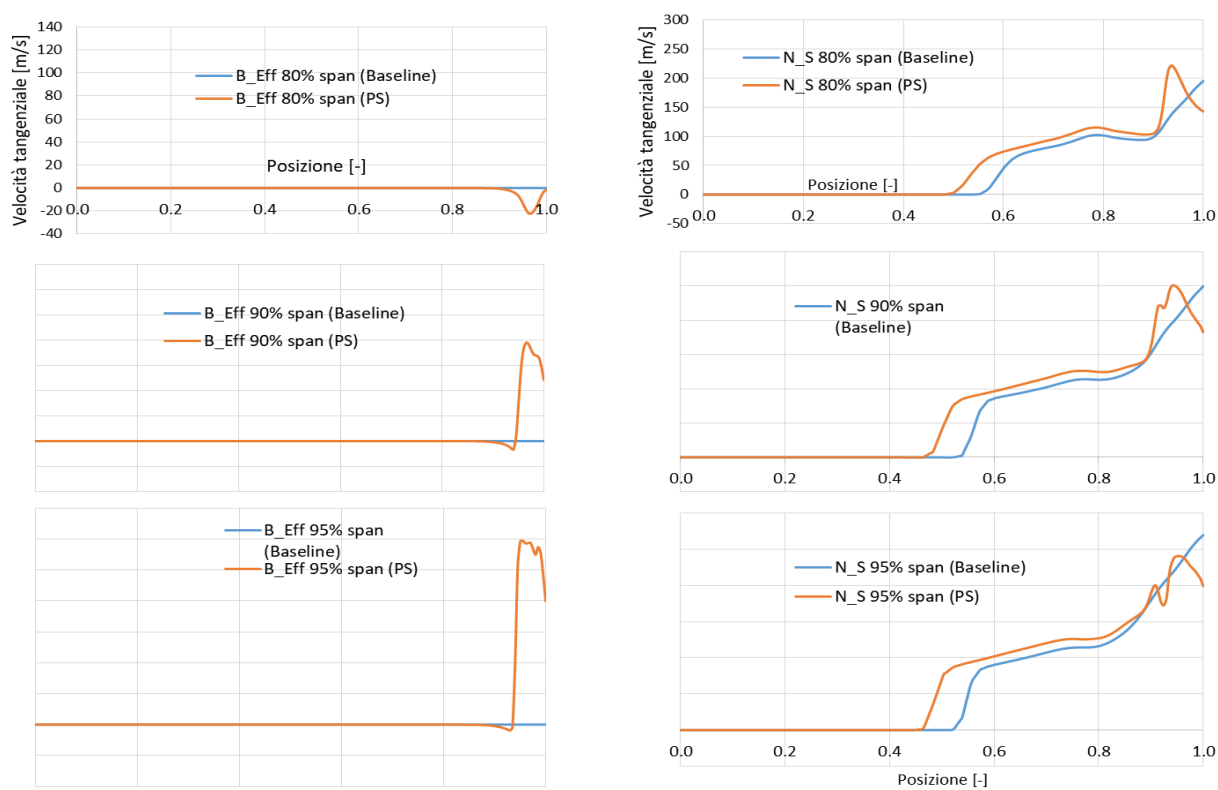
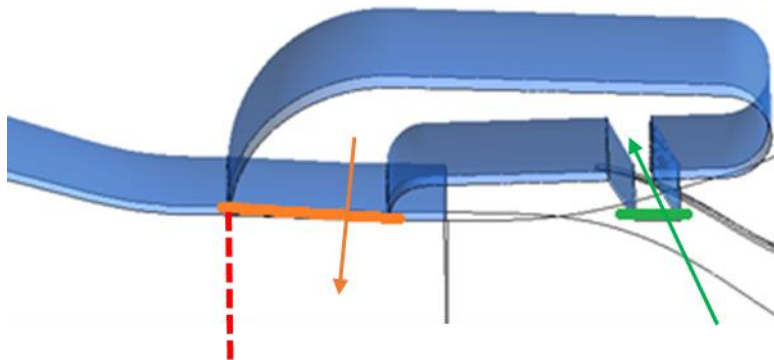


Figura 6.2: Distribuzione della velocità tangenziale lungo le linee di flusso per i due punti operativi scelti nel condotto di adduzione del compressore



*Figura 6.3: Zona di influenza della struttura di flusso inizia nei dintorni della linea rossa tratteggiata*

Mettendosi al 90% dell'altezza del canale (fig.6.1) si può notare che la velocità meridiana del compressore ported shroud è decisamente più alta di quella baseline. Ciò traduce che anche la portata nel ported shroud è stata aumentata. L'aggiunta di portata (freccia di colore arancione) nel compressore ported shroud proviene dalla cavità (assente nel baseline). In realtà la portata aggiunta rappresenta il flusso a bassa quantità di moto che, muovendosi all'indietro (direzione dal bordo d'uscita (training edge) al bordo d'attacco (leading edge) della pala nella regione compresa tra il tip della pala e lo shroud, entra nella cavità mediante la fessura fatta sullo shroud. Essendo il flusso ricircolato vorticoso, mettendosi ancora al 90% dell'altezza del canale, si nota che la velocità circonferenziale del flusso è cresciuta. L'iniezione di tale flusso vorticoso porta ad un aumento della velocità tangenziale quando il compressore lavora nei punti vicini al punto di progetto e, ad una riduzione della velocità circonferenziale quando esso lavora nelle vicinanze del surge.

Ciò che si deduce da questo studio è la posizione ove nasce la differenza delle proprietà fluidodinamiche del flusso tra il compressore baseline e quello ported shroud. Tale conclusione è servita a definire il volume di controllo del modello che sarà presentato nelle seguenti righe.

## **6.2 Messa a punto del modello**

Il modello analitico sviluppato ha quindi l'obiettivo di simulare la struttura del flusso di un compressore ported shroud, ovvero ricavare la velocità tangenziale che c'è nel flusso, senza l'uso di altri calcoli fatti con la CFD. I dati utilizzati proverranno dalla CFD di un compressore baseline e dalla mappa di una cavità nota.

Sapendo che lo scopo del modello è quello di simulare il funzionamento di un compressore ported shroud basandosi sui dati di un compressore baseline, la prima cosa da fare è stata di definire un volume di controllo su cui intervenire per modificare le proprietà fluidodinamiche del flusso. Dato che la proprietà che ha un forte peso sulla modifica della struttura del flusso è la velocità tangenziale, il modello analitico dovrà quindi ricavare la velocità tangenziale che c'è nel flusso principale del ported shroud.

Grazie allo studio fatto in precedenza sulle linee di flusso nelle vicinanze dello shroud, si è potuto definire il volume di controllo dentro il quale sarà sviluppato il modello analitico. I piani che costituiscono il volume di controllo sono evidenziati nella figura 6.4.



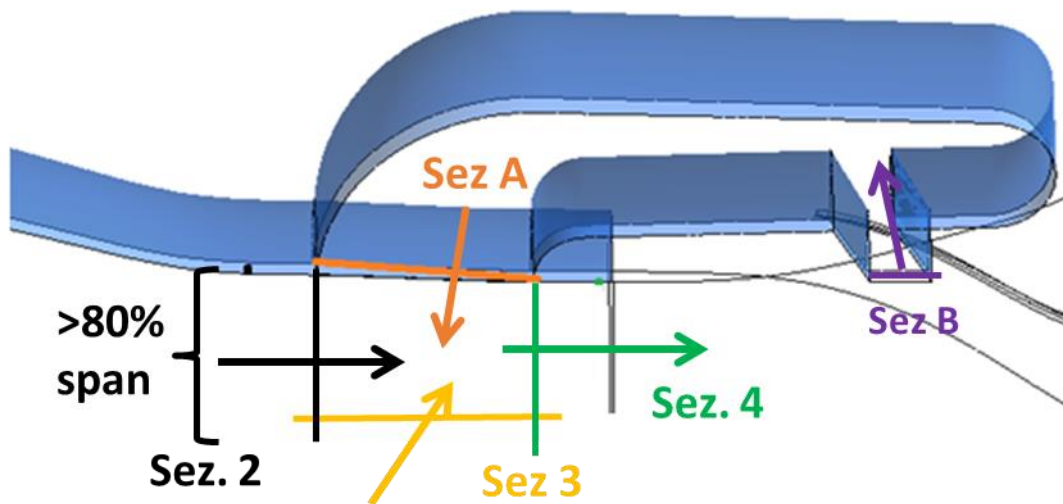


Figura 6.4: Volume di controllo utilizzato per il modello

La sezione A (Sez. A) rappresenta l'uscita della cavità da cui arriva il flusso ricircolato. La sezione 3 (Sez.3) è un piano posto all'80% dell'altezza del canale; essa viene limitata a sinistra dalla sezione 2 ed a destra dalla sezione 4. La sezione 2 (Sez.2) è geometricamente l'intersezione tra la cavità e lo shroud più vicino all'ingresso del compressore, mentre la sezione 4 (Sez.4) rappresenta quello più vicino alla pala. La sezione 4 è stata scelta in quanto, studi precedenti dimostrano che la velocità circonferenziale nella sezione 4 presenta un andamento molto simile a quello misurato in prossimità del leading edge (fig.6.5).

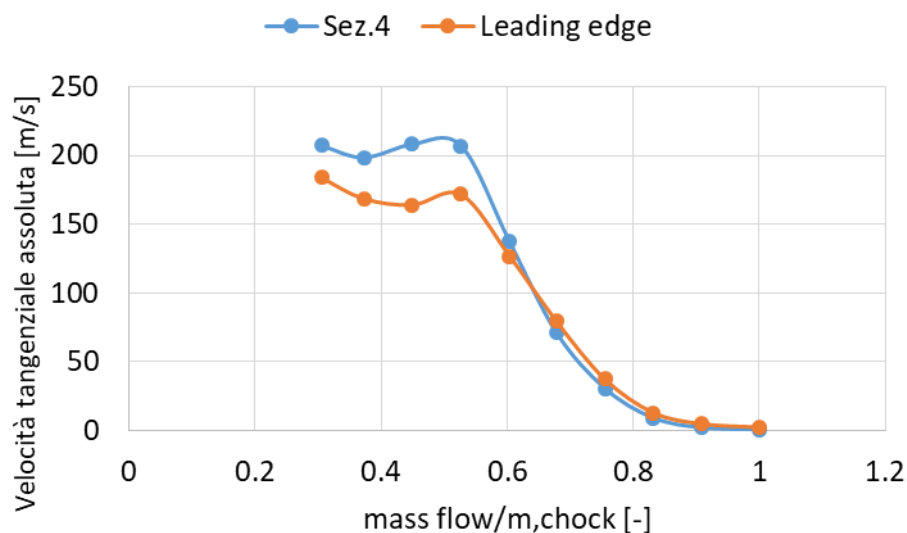


Figura 6.5: Confronto velocità tangenziale assoluta rilevato in un piano compreso tra l'80% dello span e la cassa per tutti i punti del campo operativo

I dati di input da inserire nel volume di controllo sono le pressioni (statiche e totali), le portate e le velocità circonferenziali. Tali parametri d'input saranno rilevati, per i compressori, sulle sezioni 2 e 3 e, mediante le curve caratteristiche della cavità.

Sulla sezione A, verranno rilevati solo i valori delle pressioni nel baseline mentre le velocità e portate del flusso ricircolato verranno calcolate mediante le curve caratteristiche della cavità. Poiché i dati di input del modello devono essere raccolti su un compressore baseline, qualche modifica è stata portata al volume di controllo. Nello specifico sulla Sez A sarà abbassata al 99% dello span per consentire il rilevamento delle pressioni. Di conseguenza, le Sez 2 e Sez 4 saranno comprese tra l'80% e il 99% dello span del canale come mostrato dalla figura 6.6. Benché ci sia uno dislivello tra la sezione A del baseline e quello del ported shroud, si è visto durante l'elaborazione dei dati, che tale sfasamento comportava scarti trascurabili sulle grandezze. Quindi il confronto dei risultati ricavati dal modello per la sezione A (99% span) saranno confrontati con quelli del ported shroud (shroud = 100% span).

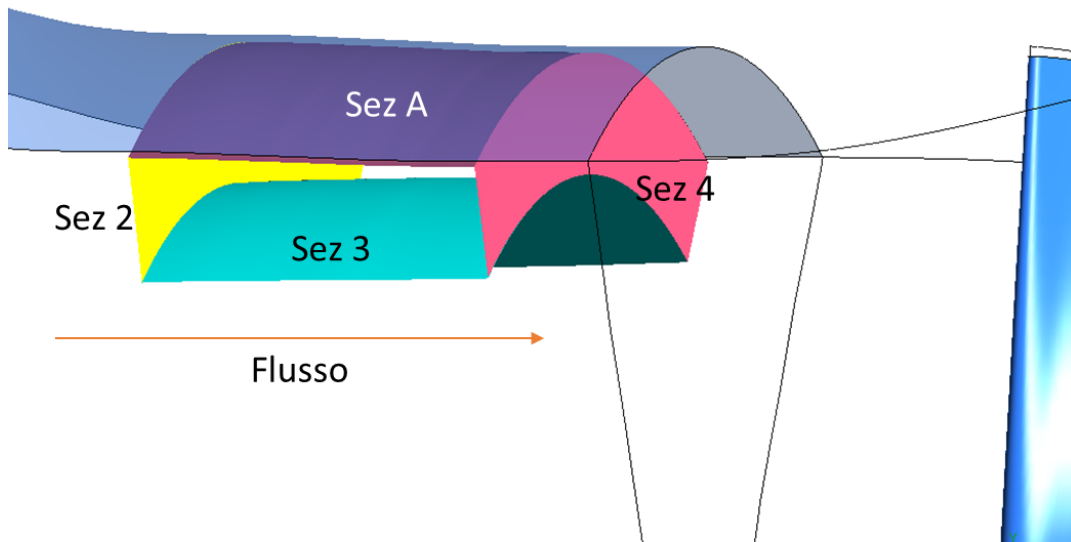


Figura 6.6: Volume di controllo finale utilizzato per il modello

Il modello analitico è basato sul principio della conservazione del momento angolare applicato sul volume di controllo definito sopra.

Dato che la sezione 2 rappresenta la posizione ove inizia la differenza del campo di moto tra baseline e ported shroud, lo scopo del modello è di determinare la velocità tangenziale del flusso nella sezione 4 dopo l'introduzione del flusso ricircolato nel canale principale.

Basandosi sul verso seguito dal flusso nel compressore ported shroud (Fig.6.4), mediante la conservazione del momento angolare, la velocità tangenziale del flusso che attraversa la sezione 4 ( $C_{th,4}$ ) viene ricavata applicando la seguente formula:

$$\bar{C}_{th,4} = \frac{\dot{m}_2 \bar{C}_{th,2} + \dot{m}_3 \bar{C}_{th,3} + \dot{m}_A \bar{C}_{th,A}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_A} \quad (6.1)$$

Per calibrare la formulazione del modello, sono stati effettuati dei confronti delle varie grandezze tra le due tipologie di compressore. Il confronto è stato fatto rilevando le grandezze mediate sull'area della sezione 2 o 3.

### 6.2.1 Sezione 2

Nella sezione 2 di entrambi i compressori, in ogni punto operativo, si è rilevata la portata del flusso che attraversa la sezione 2. La figura 6.7 mostra la distribuzione della portata che attraversa la sezione 2 nei tre isogiri del compressore.

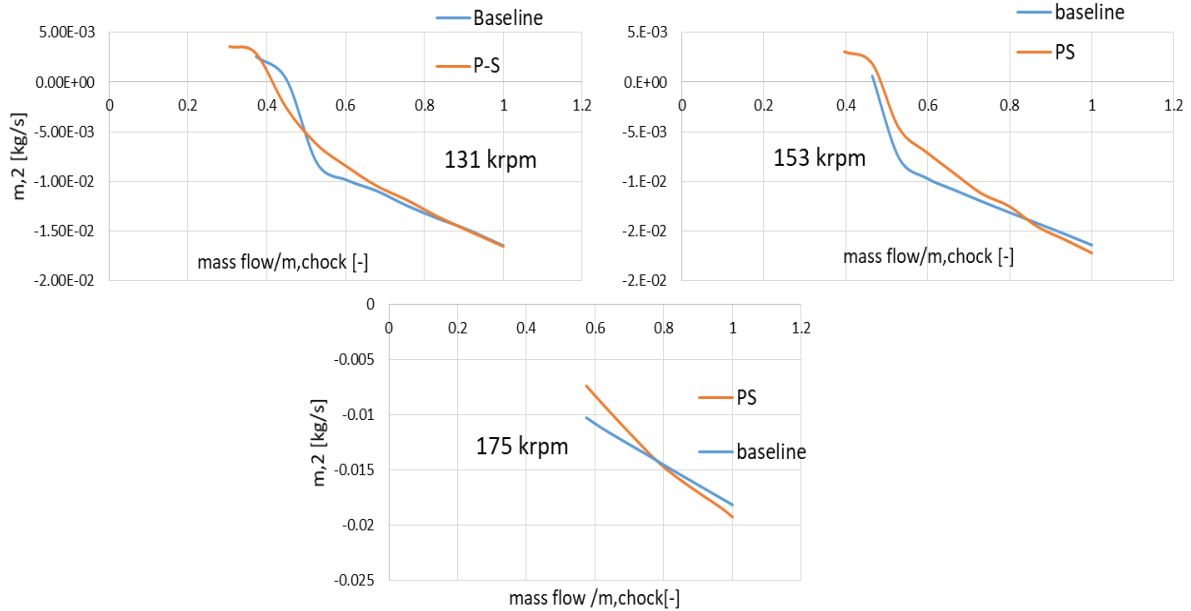


Figura 6.7: distribuzione delle portate nella sezione 2

Si nota che la portata che attraversa la sezione 2 nel baseline (colore azzurro) non coincide con quella del ported shroud (colore arancione) in tutti i punti operativi. Malgrado il fatto che lo scarto tra i dati del baseline e ported shroud tenda a crescere con la velocità di rotazione, si nota che tale differenza è tanta bassa da poter essere trascurata. Per realizzare il modello, la portata rilevata nella sezione 2 non verrà calibrata e quindi, verrà considerata la seguente formula:

$$\dot{m}_{2,base} = \dot{m}_{2,model} \quad (6.2)$$

La figura 6.8 mostra l'andamento della velocità tangenziale rilevato sulla sezione 2 di entrambe le tipologie di compressore. Si osserva che le velocità dei punti vicino al surge hanno andamenti sfasati mentre quelli verso choking presentano valori coincidenti.

All'isogiro 131 krpm, andando verso il surge si nota un picco elevatissimo della velocità in un punto del baseline rispetto al ported shroud. Non è stato trovato il fenomeno fisico che produce quel brusco accrescimento della velocità. Altri punti operativi presentano anch'essi valori elevati della velocità nel caso del baseline rispetto al ported shroud ma in modo contenuto.

All'isogiro 153 krpm, le velocità dei punti operativi vicino al surge sono, inversamente al caso 131 krpm, più basse nel baseline rispetto al ported shroud. Lo scarto delle velocità è anche qui contenuto.

Ad alta velocità di rotazione del compressore, ovvero all'isogiro 175 krpm, i valori delle velocità tangenziali del baseline sembrano molto più sfasati del ported shroud. Tuttavia, lo scarto delle velocità è molto più basso dei precedenti in quanto i valori presenti nel grafico sono

molto bassi. Il cambio di scala ha permesso di constatare che le velocità tangenziali nella sezione 2 sono sempre sfasati per entrambe le configurazioni di compressore. Nonostante lo sfasamento delle velocità in tutti gli isogiri, i valori rilevati in tale sezione nel baseline non verranno calibrati e quindi verrà considerata la seguente formula:

$$\bar{C}_{th,2,base} = \bar{C}_{th,2,model} \quad (6.3)$$

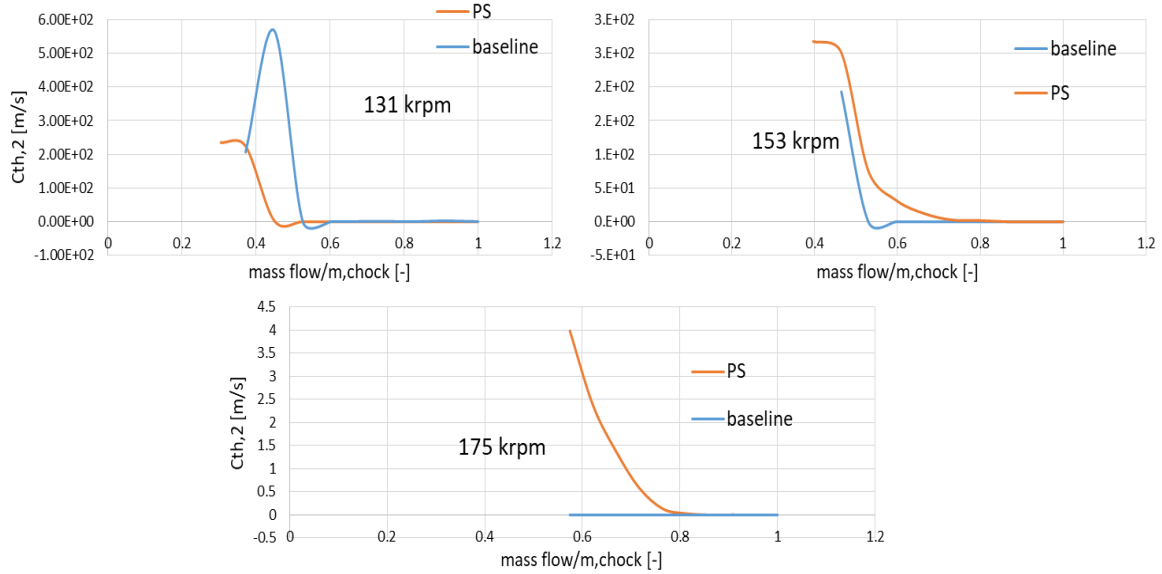


Figura 6.8: distribuzione della velocità tangenziale nella sezione 2

### 6.2.2 Sezione 3

La figura 6.9 mostra la distribuzione della velocità tangenziale del flusso che attraversa la sezione 3 per le due tipologie di compressori studiati. Si nota che le velocità tangenziali del ported shroud, nei punti operativi vicini al surge, sono maggiori rispetto al caso baseline. Dato che lo scarto delle velocità tra le due configurazioni è moderato tranne che nel punto minimo di funzionamento del baseline, si è scelto di applicare la seguente formula, identica alla sezione 2:

$$\bar{C}_{th,3,base} = \bar{C}_{th,3,model} \quad (6.4)$$

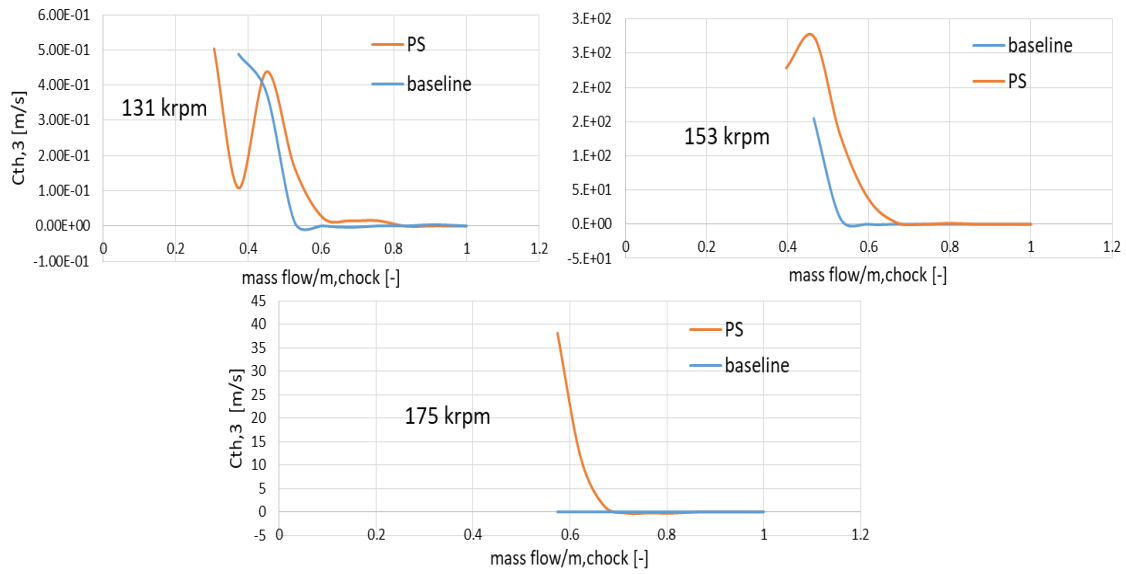


Figura 6.9: distribuzione della velocità tangenziale nella sezione 3

Il confronto delle portate che attraversano la sezione 3 è illustrato attraverso la figura 6.10. Contrariamente alle velocità, lo scostamento delle portate presenta forte deviazioni soprattutto nel tratto centrale. Si rende necessario introdurre una opportuna correzione.

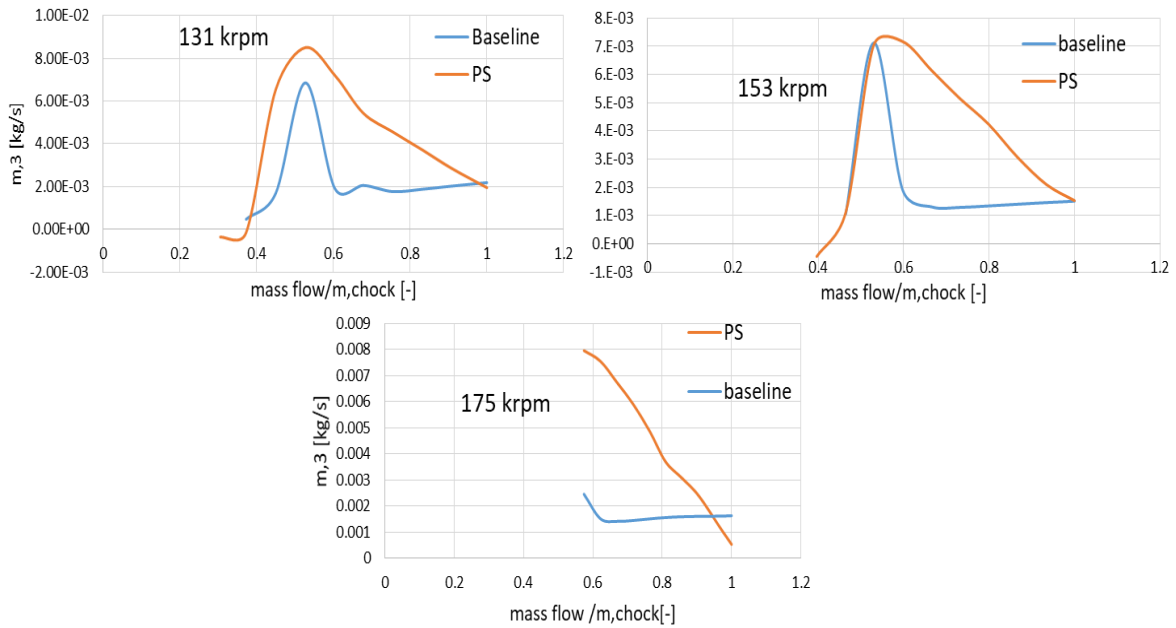


Figura 6.10: distribuzione della portata nella sezione 3

Dato che la portata del ported shroud nella sezione 3 è maggiore di quella presente nel baseline, si è valutata la differenza delle portate per vedere l'effetto del flusso uscente dalla cavità sulla sezione 3. La figura 6.11 consente di confrontare l'eccesso di portata del ported shroud rispetto alla portata ricircolata nel canale principale.

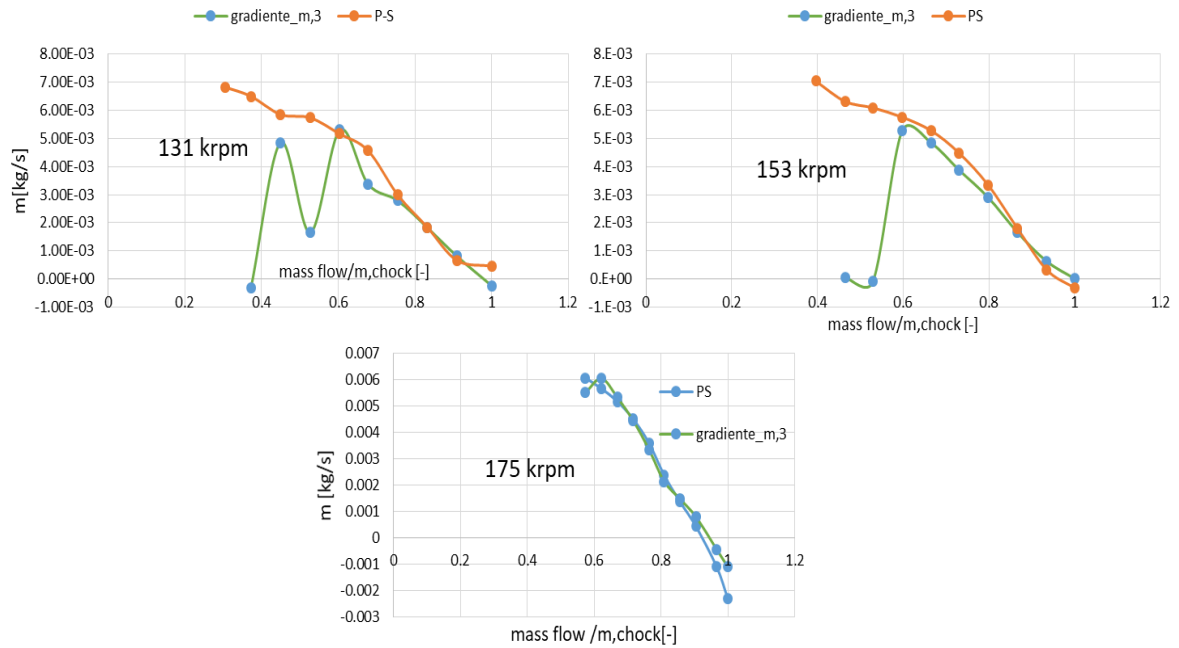


Figura 6.11: andamento della differenza di portata che attraversa la sezione 3 rispetto al flusso ricircolato dalla cavità

La figura 6.11 conferma in effetti l'influenza della portata ricircolata sulla sezione 3 sulla maggior parte dei punti operativi. Il fatto che i punti operativi non influenzati dalla portata ricircolata si riducono man mano che cresce la velocità di rotazione del compressore significa che si può trovare una correlazione tra la portata del flusso attraversante la sezione 3 e la rotazione del compressore.

Per semplificare il modello, lo studio è stato orientato all'identificazione dei punti operativi soggetti all'influenza della portata ricircolata a cui si può impostare la seguente formula:

$$\dot{m}_{3,model} = \dot{m}_{3,base} + \dot{m}_A \quad (6.5)$$

Tale procedura di correzione non risulta invece efficace per i punti operativi più vicini al surge. Per identificare i punti non soggetti alla formula, è stato necessario eseguire un'indagine sulla struttura di flusso del ported shroud. La figura 6.11 mostra mediante i vettori la distribuzione del flusso nel compressore ported shroud in due punti significativi: il punto di massimo rendimento che rappresenta tutti i punti operativi ove la correzione di portata è effettuata; e il punto di near surge che illustra la struttura di flusso dei punti dove non si può applicare la correzione sulla sezione 3.

Fissando l'attenzione sulla sezione 3, si vede che il flusso è rivolto verso il mozzo (l'hub) nel punto di best efficiency. Ciò è dovuto al fatto che il miscelamento del flusso ricircolato con quello principale viene effettuato all'interno del volume di controllo definito per il modello e quindi sopra la sezione 3.

Nel caso di near surge invece, il miscelamento dei fluidi viene fatto fuori del volume di controllo e quindi fuori della sezione 3. Di conseguenza il flusso proveniente dalla cavità non influisce su quello della sezione 3 come evidenziato dal verso del flusso nella sezione 2.

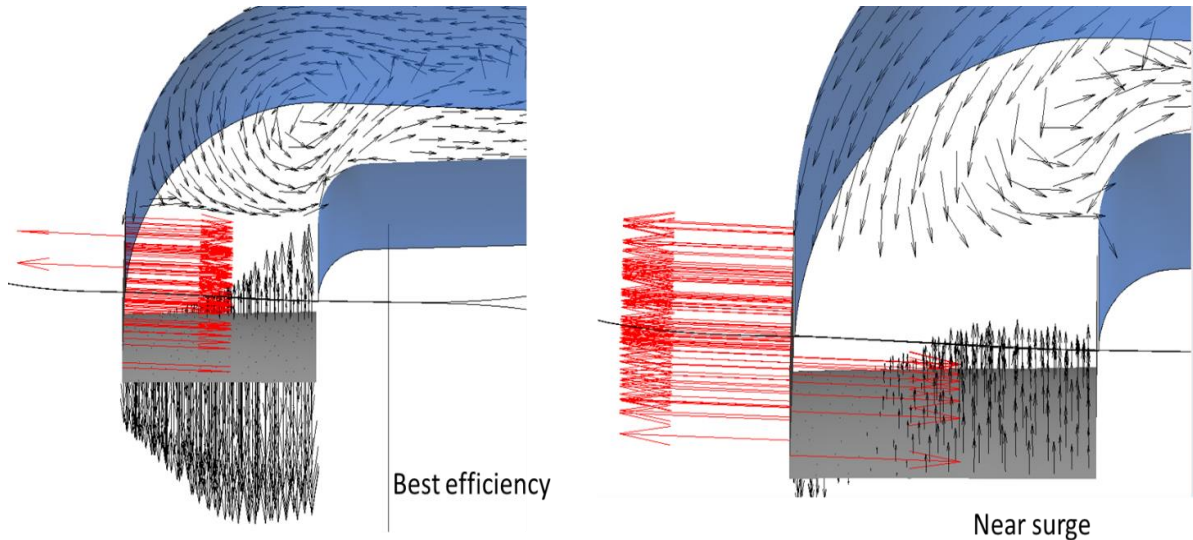


Figura 6.12: struttura di flusso nella zona di miscelamento in un compressore ported shroud

Benché sia il modo in cui il flusso proveniente dalla cavità s'introduce per miscelarsi con quello principale che cambi la procedura di calibrazione della portata nella sezione 3, è interessante notare che il comportamento del flusso ricircolato dentro la cavità non cambia a seconda dei punti operativi: il flusso ricircolato si muove sempre concentrandosi lungo la parete della cavità. L'effetto del flusso ricircolato sulla sezione 3 dipende della sua portata. Dato che la portata ricircolata diventa sempre più consistente man mano che il compressore opera nei punti vicino al surge, allora il moto del flusso principale sarà sottoposto ad un flusso sempre più resistente. Il fatto che la portata ricircolata cresca al ridurre della portata operativa (quindi andando verso surge) comporta che nei punti ad alta portata operativa, il flusso ricircolato che è basso venga trascinato dal flusso principale mentre nel caso a portata ridotta, il flusso ricircolato che è importante, si comporta da barriera imponendo quindi la sua direzione.

Per correggere la portata della sezione 3, si è posto come parametro la portata rivelata sulla sezione 2 ponendo in atto la seguente procedura:

- Fino a che la  $\dot{m}_{2,base}$  non diventa positiva, si deve applicare la formula  $\dot{m}_{3,model} = \dot{m}_{3,base} + \dot{m}_A$
- Invece, quando si ha,  $\dot{m}_{2,base} > 0$  si deve applicare direttamente il valore del baseline:

$$\dot{m}_{3,base} = \dot{m}_{3,model}$$

La figura 6.13 mostra in effetti che i punti operativi ove c'è un eccesso di portata nella sezione 3 corrispondono ad una portata negativa nella sezione 2.

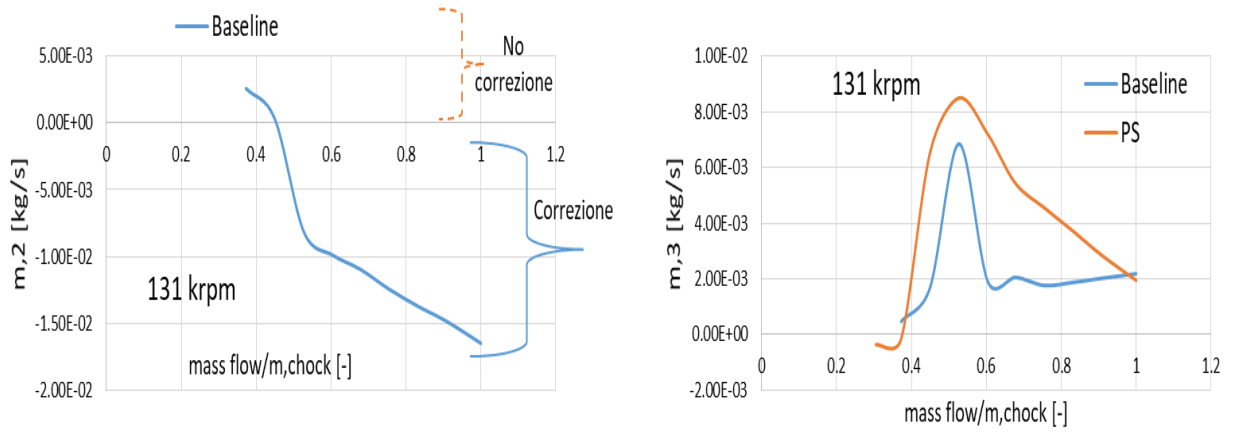


Figura 6.13: Procedura di correzione della portata nella sezione 3

### 6.2.3 Sezione A

Per determinare la portata ricircolata e la velocità tangenziale del flusso proveniente dalla cavità si è pensato di sfruttare due curve caratteristiche della cavità seguendo le indicazioni delle frecce presenti nella figura 6.14.

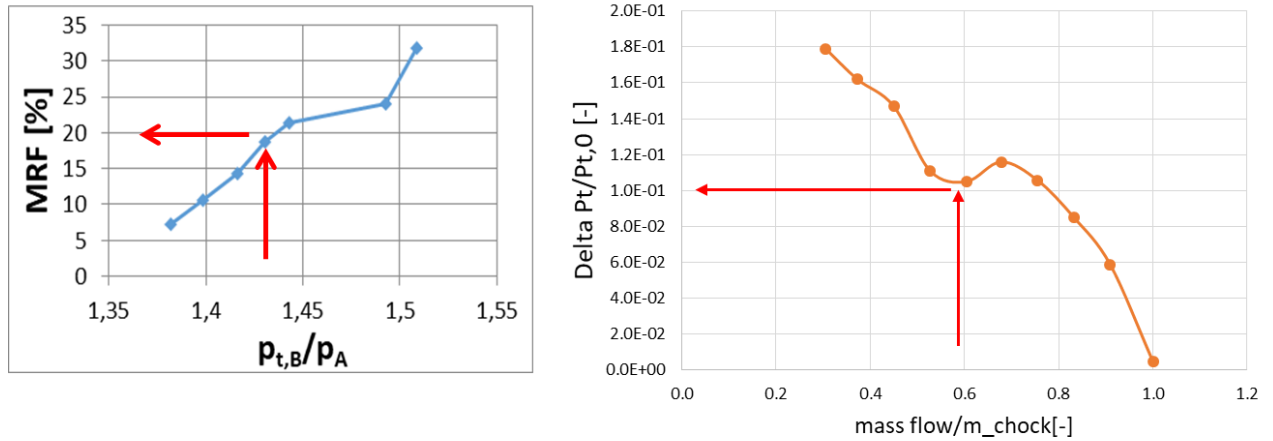


Figura 6.14: Procedura implementata per ricavare la portata ricircolata e la caduta di pressione della cavità

Dove  $MRF = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{rot}} * 100$

La figura 6.13 mostra la mappa di una cavità, ricavata mediante calcoli CFD di un ported shroud. Per sfruttare tale mappa è necessario disporre delle pressioni calcolate nella configurazione ported shroud, per ricavare la portata in ogni punto operativo. L'utilizzo dei dati d'input del modello nella mappa, poiché provengono dal compressore baseline, necessita una possibile correzione delle pressioni.

La figura 6.15 mostra il confronto delle pressioni statiche in tutti i punti di funzionamento per vari velocità di rotazione. Tale paragone mette in evidenza la non necessità della calibrazione di tale grandezza e quindi verrà considerata la seguente formula nella procedura:

$$P_{A,baseline} = P_{A,model} \quad (6.6)$$



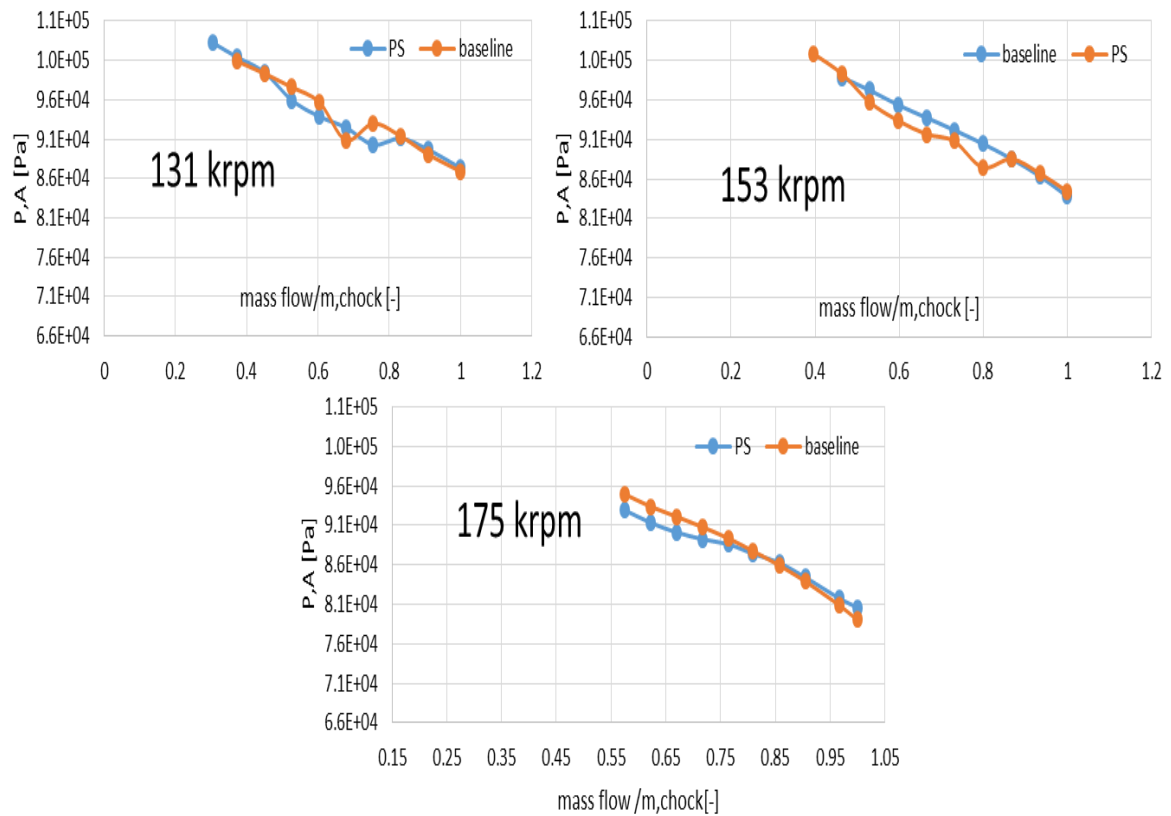


Figura 6.15: Confronto delle pressioni statiche nella sezione A delle due tipologie di compressore

Il confronto delle pressioni totali nella sezione B (fig. 6.3), che rappresenta l'ingresso della cavità, è stato fatto. Lo scostamento tra le grandezze è considerevole ed è presente in vari punti operativi come mostrato dalla figura 6.16. Per far fronte a quel scostamento viene applicata una calibrazione.

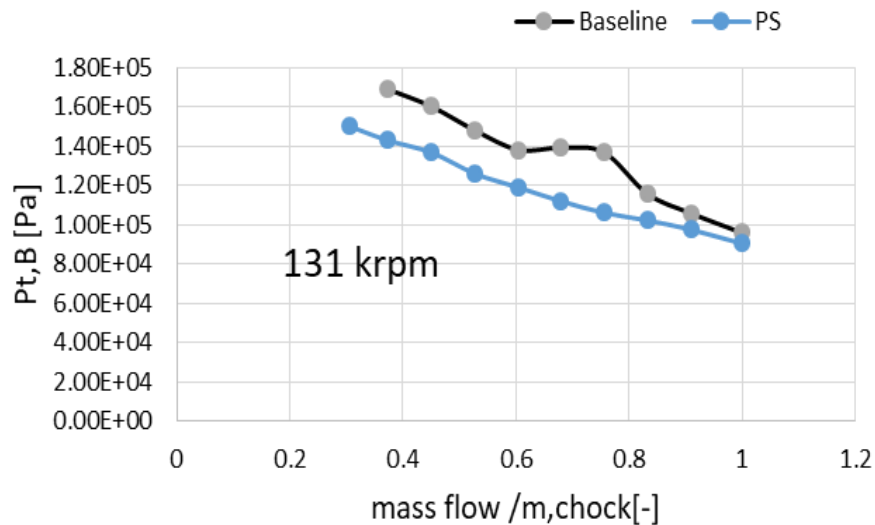
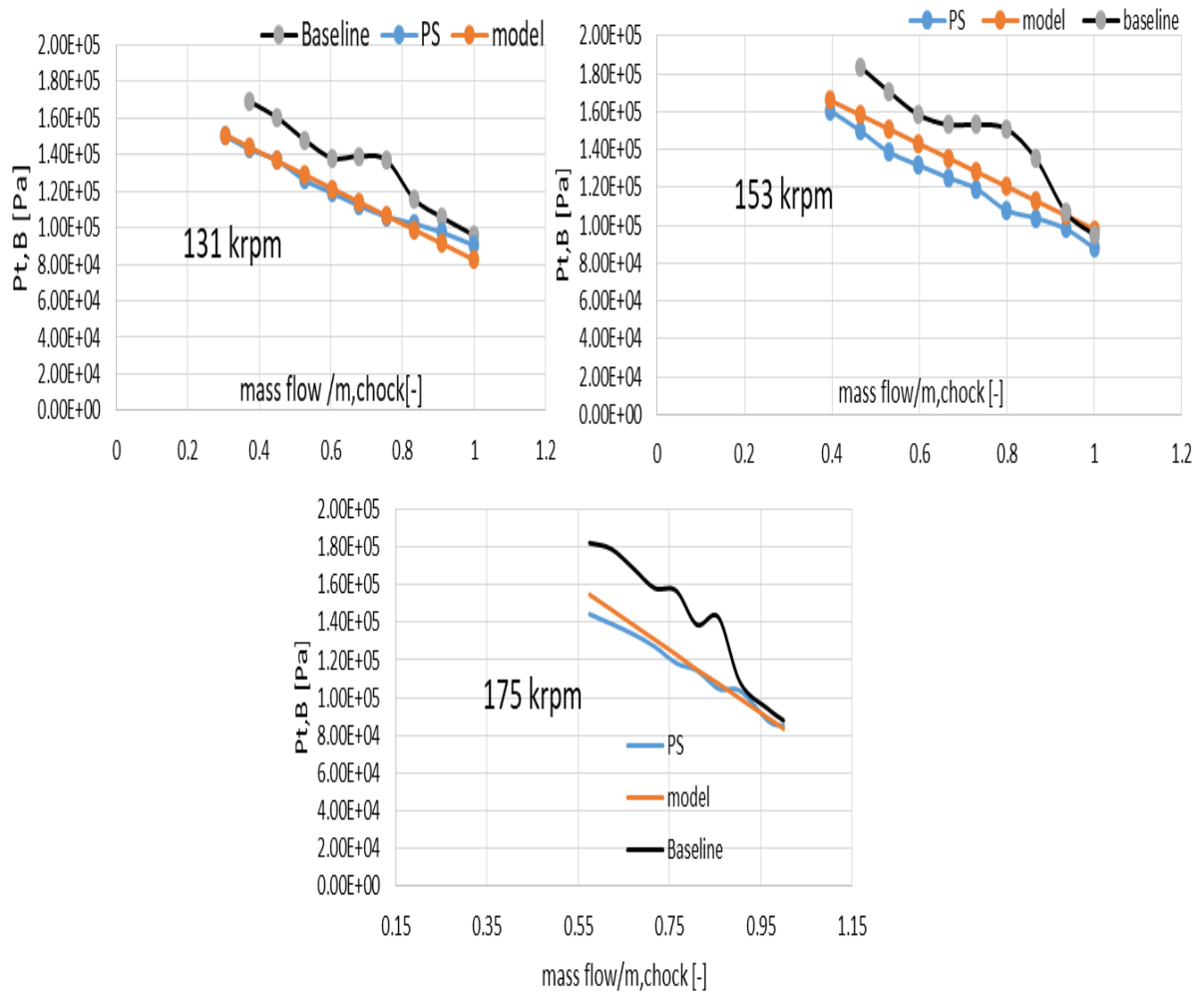


Figura 6.16: Confronto delle pressioni totali nella sezione B all'isogiro 131 krpm

Dalla figura 6.16, si nota che muovendosi dal choking al surge, le pressioni totali nel ported shroud crescono in modo lineare. Tale andamento lineare è dovuto all'aumento delle velocità tangenziali che si amplificano al diminuire della portata operativa. Allora la calibrazione delle pressioni totali è stata ottenuta mediante una regressione lineare dei due punti estremi del range operativo del compressore baseline: il punto di surge e quello di choking. La correzione delle pressioni totali dei due punti è stata formulata nel seguente modo:

- Nel punto di choking:  $P_{t,B\_model} = 95\% P_{t,B\_baseline}$
- Nel punto di near surge, si considera:  $P_{t,B\_model} = 85\% P_{t,B\_baseline}$

I risultati ottenuti dalla regressione per tutti gli isogiri sono rappresentati dalla figura 6.17. Si vede una buona compatibilità tra i dati corretti del baseline e quelli del ported shroud.



*Figura 6.17: Confronto delle pressioni totali nella sezione B della cavità in tutti i punti per ogni isogiro del compressore*

#### 6.2.4 Calcolo della portata di flusso ricircolato nella cavità

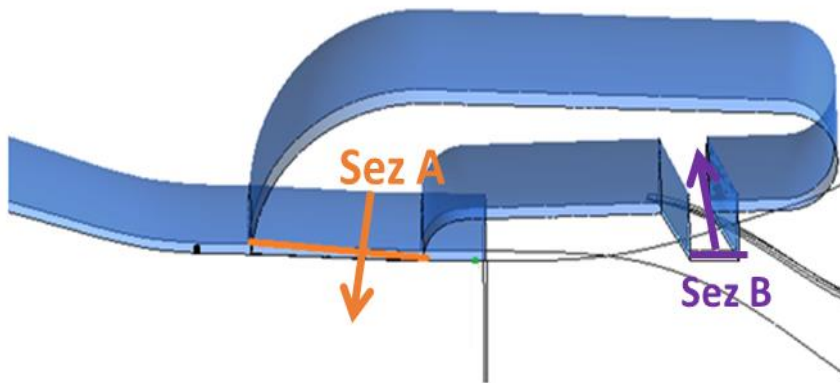


Figura 6.18: Geometria descrittiva delle sezioni della cavità studiata

Mediante i dati di pressione, statiche e totali, ottenuti per via delle procedure di correzione presentate in precedenza, sono stati ricavati i valori della portata ricircolata nella cavità nella mappa (fig.6.19) in tutti i punti operativi di ogni isogiro.

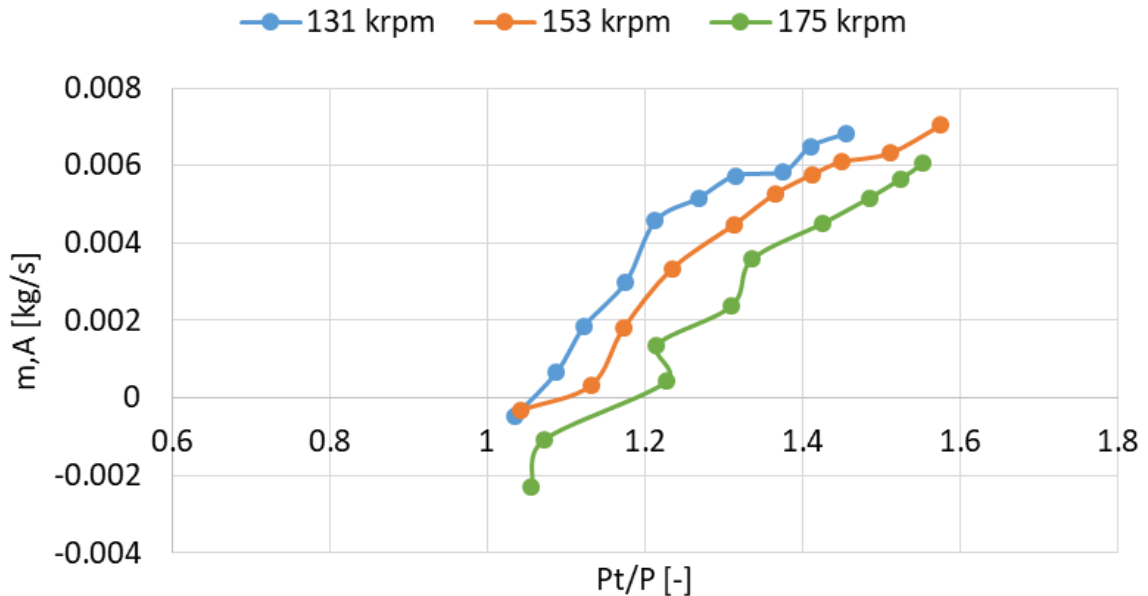


Figura 6.19: mappa della portata ricircolata nella cavità

Per semplificare l'estrazione dei valori di portata dalla mappa della cavità, sono state fatte delle regressioni delle curve caratteristiche. Le espressioni analitiche delle curve sono scritte nel seguente modo:

- Per  $M_{u,tip} < 1$  si ha  $y = ax^{-n} + b$  dove  $x = \frac{P_t}{P}$  mentre  $y = \frac{\dot{m}_{cav}}{\dot{m}_{max,cav}}$
- Mentre per  $M_{u,tip} > 1$  si ha  $y = cx^3 + dx^2 + gx + h$

Dove  $M_u = \frac{u_{tip}}{a_0} = \frac{(\pi D_{tip} N)/60}{\sqrt{KRT_{t0}}}$  rappresenta il Mach perifico.

La figura 6.20 mostra il valore della portata ricircolata nella cavità estratta dalla mappa mediante la regressione, in tutti i punti del campo operativo del compressore e in ogni isogiro.

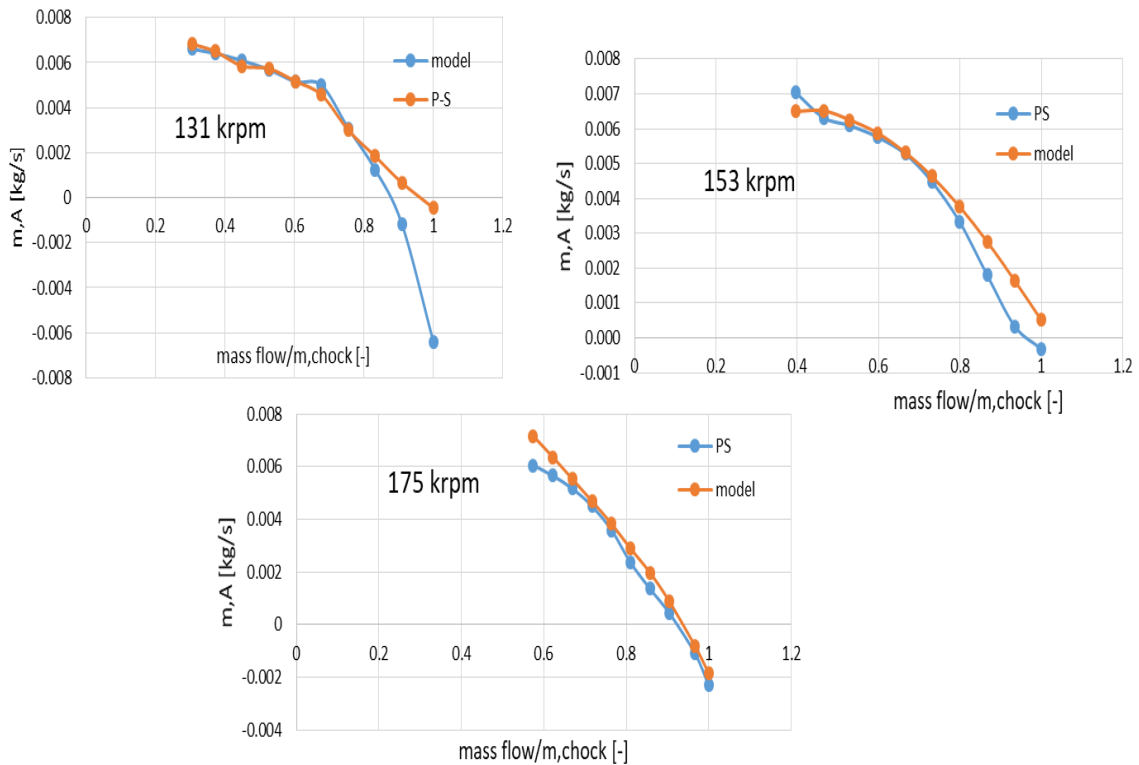


Figura 6.20: Confronto tra la portata ricircolata nella cavità e quella ottenuta analiticamente

I punti vicini al choking sono sfasati rispetto alla realtà. Tale sfasamento è molto importante a basso regime di velocità del compressore (131 krpm) ed è dovuto all'errore presente nella modellazione della pressione totale nella sezione B. Tale errore viene poi preso in considerazione nel calcolo della portata attraverso l'equazione analitica della cavità. Ciò nonostante, si nota che i risultati ottenuti analiticamente hanno una buona similitudine con la realtà.

### 6.2.5 Calcolo della velocità tangenziale nella sezione A

La velocità tangenziale è la grandezza che porta maggiore influenza sulla struttura di flusso di un compressore baseline. Perciò è fondamentale che il valore stimato dal modello sia il più vicino possibile alla realtà fisica del ported shroud. La figura 6.21 presenta la distribuzione della velocità tangenziale su in un isogiro per entrambe le tipologie di compressore nel loro campo di funzionamento.

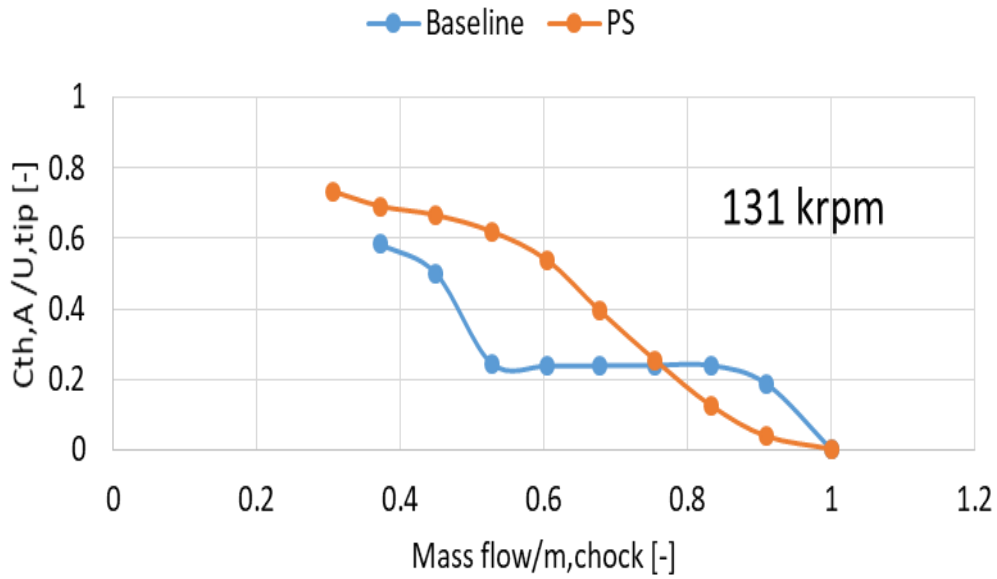


Figura 6.21. Distribuzione della velocità tangenziale rilevata nella sezione A della cavità per i compressori baseline e ported shroud

Lo scarto di velocità tra i due compressori è notevole, perciò occorre calibrare la velocità tangenziale rilevata nel baseline prima della sua applicazione nel calcolo finale nella sezione 4 del volume di controllo del modello.

La figura 6.22 è presentata per illustrare il metodo scelto per ricavare la velocità circonferenziale nella sezione A che parte dalla conservazione del momento angolare definito nel modo seguente:

$$\dot{m}_B C_{th,B} r_B w = \dot{m}_A C_{th,A} r_A w + M * w \quad (6.7)$$

Dove  $M*w$  rappresenta la potenza persa per attrito nella cavità e  $M$  rappresenta il momento totale delle forze esterne.

Poiché i raggi sono diversi, motivo per cui la cavità è leggermente inclinata nella fig.6.22, si ha:  $(\dot{m}_B C_{th,B} r_B - \dot{m}_A C_{th,A} r_A) w = Mw = \dot{m} w (r_B C_{th,B} - r_A C_{th,A})$

D'altra parte, supponendo il fluido incomprimibile ( $\Delta\rho = 0$ ) dentro la cavità, il lavoro perso per attrito è definito dalla seguente equazione:

$$L = \frac{P_{t,B} - P_{t,A}}{\rho} \quad (6.8)$$

Allora la perdita di energia nella cavità diviene:

$$\dot{m} L = \dot{m} \left( \frac{P_{t,B} - P_{t,A}}{\rho} \right) = \dot{m} w (r_B C_{th,B} - r_A C_{th,A})$$

E quindi:

$$C_{th,A} = C_{th,B} \frac{r_B}{r_A} - \frac{P_{t,B} - P_{t,A}}{\rho} \frac{1}{w r_A} \quad (6.9)$$

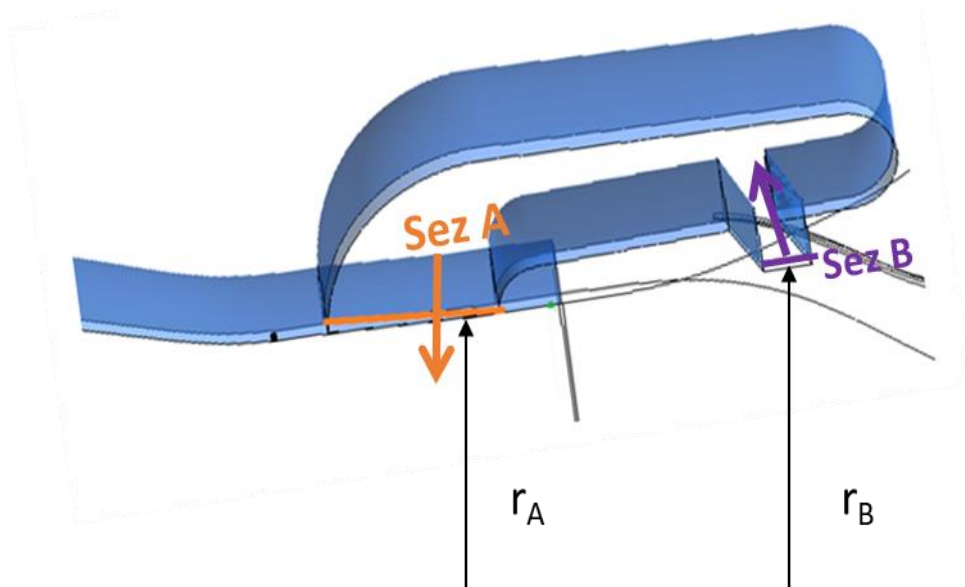


Figura 6.22: Geometria cavità per ricavare la velocità tangenziale nella sezione A

Essendo la velocità angolare ( $\omega$ ) e i raggi ( $r_A$  e  $r_B$ ) dati facile da ricavare, gli unici dati da ricercare sono la caduta di pressione dentro la cavità e la velocità tangenziale del flusso nella sezione B di ingresso cavità. Sfruttando la curva caratteristica della cavità (fig.6.23) si ricava la perdita. Nel caso di questo lavoro, la mappa delle perdite nella cavità è stata modellizzata con espressione analitiche mediante regressione per velocizzare l'estrazione dei dati e minimizzare l'errore che può essere causato sia dalla precisione dell'istrumento di misura sia dalla lettura da parte dell'operatore.

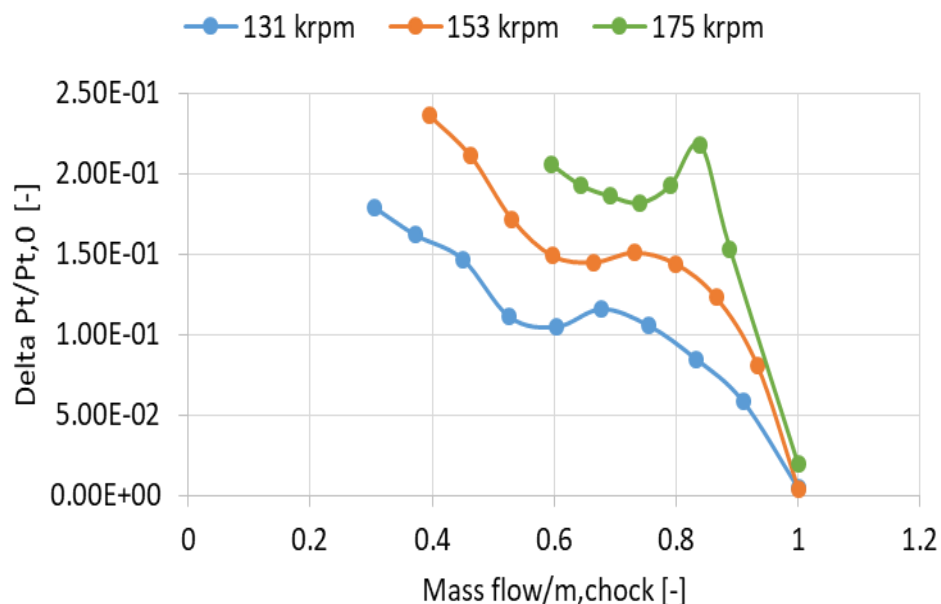


Figura 6.23: mappa della caduta di pressione della cavità studiata

Essendo la velocità tangenziale d'ingresso cavità proporzionale a quella in uscita si cercherà di calibrare quella rilevato al baseline in quanto lo scostamento tra i valori rilevati e la realtà è notevole come presentato nella figura 6.24.

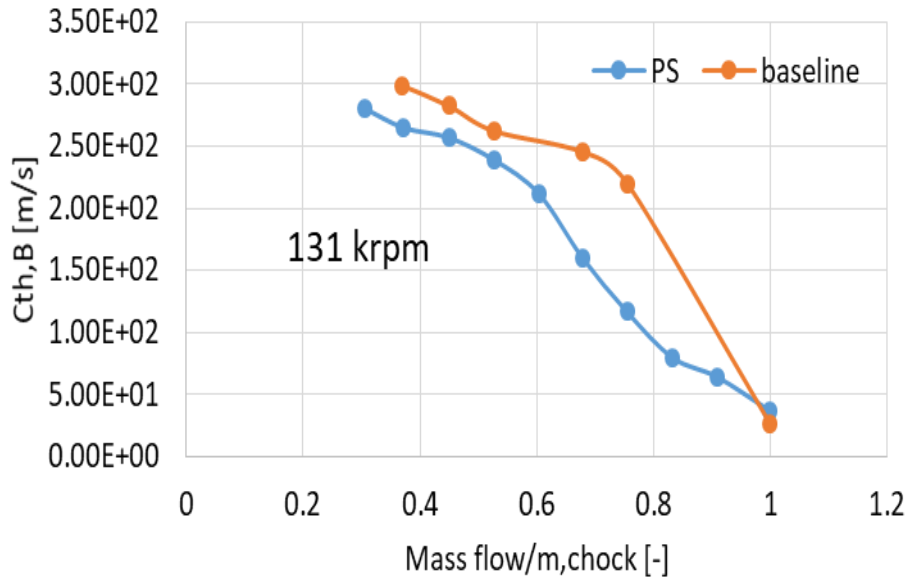


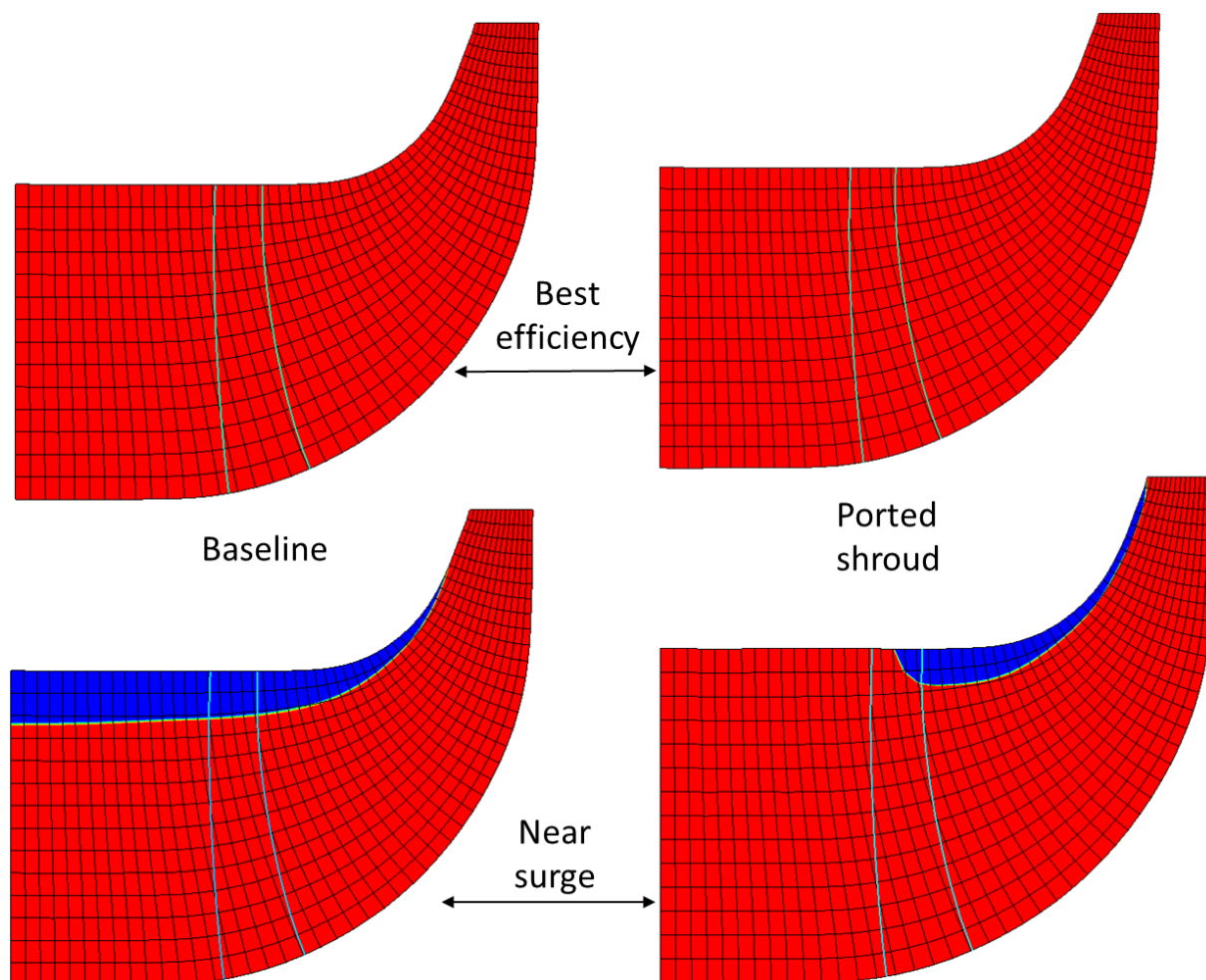
Figura 6.24: Confronto delle velocità tangenziale nella sezione d'ingresso cavità (Sez B)

L'analisi della struttura di flusso nella zona d'ingresso della cavità mostra nella figura 6.25 che il compressore baseline e ported shroud hanno lo stesso campo di moto nei punti lontani dal surge. Nella figura, il colore azzurro rappresenta il ritorno di flusso mentre l'arancione rappresenta il flusso principale. Le due linee presenti sulla figura indicano la zona influenzata dalla presenza della cavità.

Dato che la struttura di flusso è simile per entrambe la configurazione di compressori nei punti lontani dal surge, si considera che la velocità tangenziale nella sezione B in tali punti è uguale. Il problema che pone tale procedura è quello di poter individuare il punto in cui non vale più l'uguaglianza ovvero determinare il punto operativo per il quale il ritorno di flusso inizia ad entrare nella cavità.

In un compressore ported shroud si è visto, sopra nella sezione 2, che al diminuire della portata operativa del compressore, il flusso ricircolato aumenta ed esce nella sezione 2 facendosi da barriera per il flusso principale. Tale comportamento fluidodinamico è sfruttato qui per definire i punti per i quali la velocità tangenziale del baseline è uguale a quella del ported shroud.

Poiché la velocità tangenziale nella sezione B ha un andamento quasi lineare, si è scelto un modello basato sulla regressione lineare mediante due punti: punto di choking ove  $C_{th,B\_baseline} = C_{th,B\_model}$ , e il punto di surge che sarà ricavato diversamente.



*Figura 6.25: confronto struttura di flusso nel piano meridiano della girante dei compressori*

Per determinare la  $C_{th, B}$  nei punti di surge si è definito un volume di controllo nel baseline corrispondente alla posizione della sezione B della cavità come indicato dalla figura 6.26.



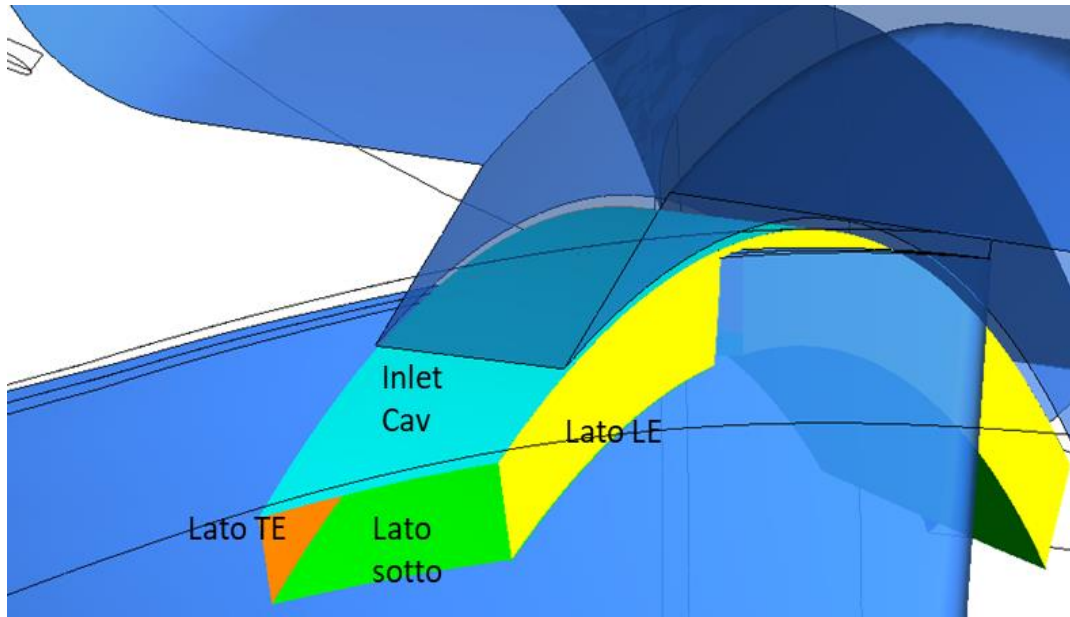


Figura 6.26: Volume di controllo utilizzato per determinare la velocità tangenziale nella sezione B

Il volume di controllo è composto dalla superficie Inlet Cav posta al 99% dell'altezza del canale mentre la superficie Lato Sotto viene posta al 90%. Per fare calcoli utili per la determinazione della velocità circonferenziale della sezione B, occorre conoscere la struttura di flusso nel volume di controllo per entrambe le configurazioni nei punti operativi vicino al surge.

Gli schemi nella figura 6.27 mostrano che l'orientazione del flusso nella sezione 2 e può quindi essere un indicatore del comportamento del flusso nel volume di controllo tra il baseline e il ported shroud.

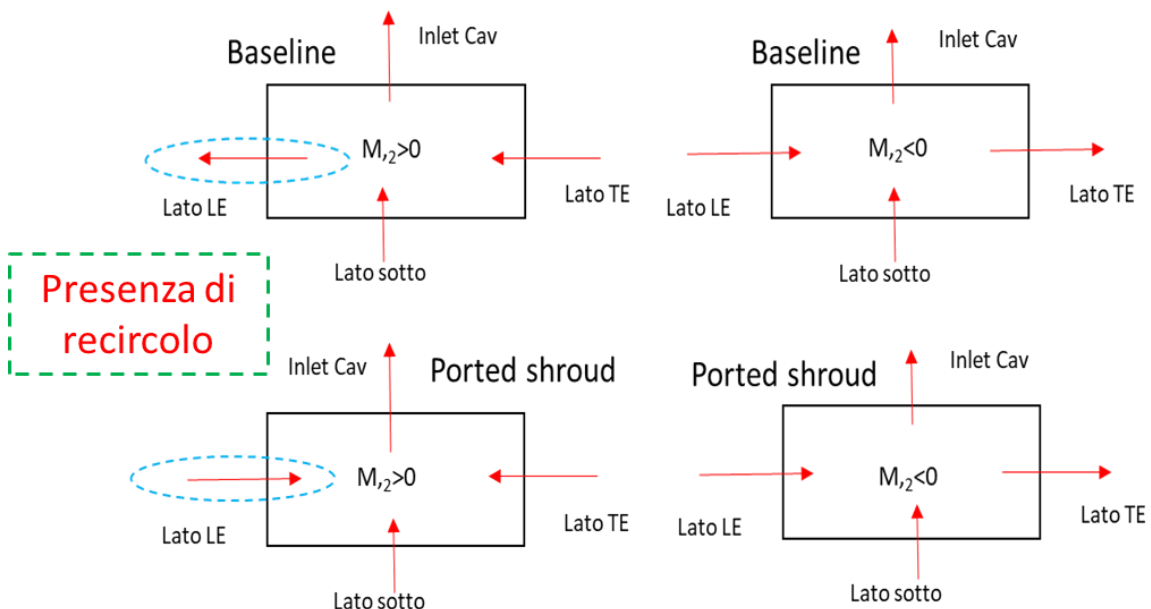


Figura 6.27: Confronto della struttura di flusso nel volume di controllo dei due compressori

Questi schemi permettono di capire che la struttura di flusso nei punti vicini al surge, tra il baseline e il ported shroud, cambia solo nel lato a valle del leading edge (freccia cerchiata negli schermi). In altri termini, i fenomeni che portano al ritorno di flusso nel baseline sono gli stessi che si incontrano nel caso del ported shroud. L'unica differenza tra le due configurazioni risiede nel fatto che il flusso a bassa quantità di moto non raggiunge il leading edge della pala, nel caso del ported shroud, in quanto il flusso vorticoso viene costretto a cambiare percorso tramite l'apertura della cavità.

Nel caso di portata positiva nella sezione 2, ovvero di ritorno di flusso, mediante i dati rilevati sul baseline, si calcola la velocità tangenziale nella sezione B della cavità utilizzando la seguente formula basata sulla conservazione del momento angolare, applicato al volume di controllo del ported shroud:

$$C_{th,B\_model} = \frac{\dot{m}_{LE} * C_{th_{LE}} + \dot{m}_{TE} * C_{th_{TE}} + \dot{m}_{sotto} * C_{th_{sotto}}}{\dot{m}_A} \quad (6.10)$$

La figura 6.28 riassume il processo utilizzato per calcolare la velocità tangenziale all'ingresso della cavità mediante i dati del baseline.

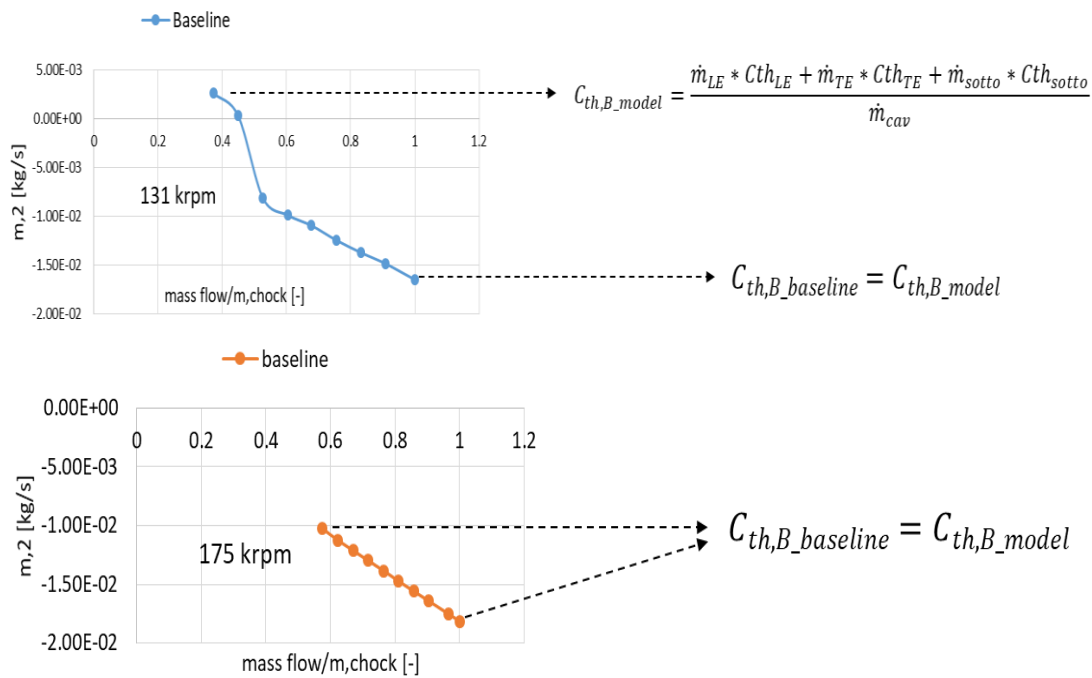


Figura 6.28: riassunto della procedura per calcolare la velocità tangenziale nella sezione B

L'applicazione della procedura di calcolo presentata sopra in tutti i punti operativi e in tutti gli isogiri viene illustrato nel grafico della figura 6.29. Si vede che in tutti i punti operativi, e in tutti gli isogiri, la velocità tangenziale ricavata dal modello presenta una distribuzione verosimile della velocità tangenziale. Il fatto che la velocità  $C_{th, B}$  sia in buon accordo con i dati del ported shroud reale comporta come conseguenza, una buona modellizzazione della velocità  $C_{th, A}$  (fig.6.30).

La figura 6.31 mostra i risultati ottenuti mediante il modello applicando l'equazione (5). Per apprezzare la bontà del modello, è stato fatto il confronto dei risultati con i dati reali del ported shroud.

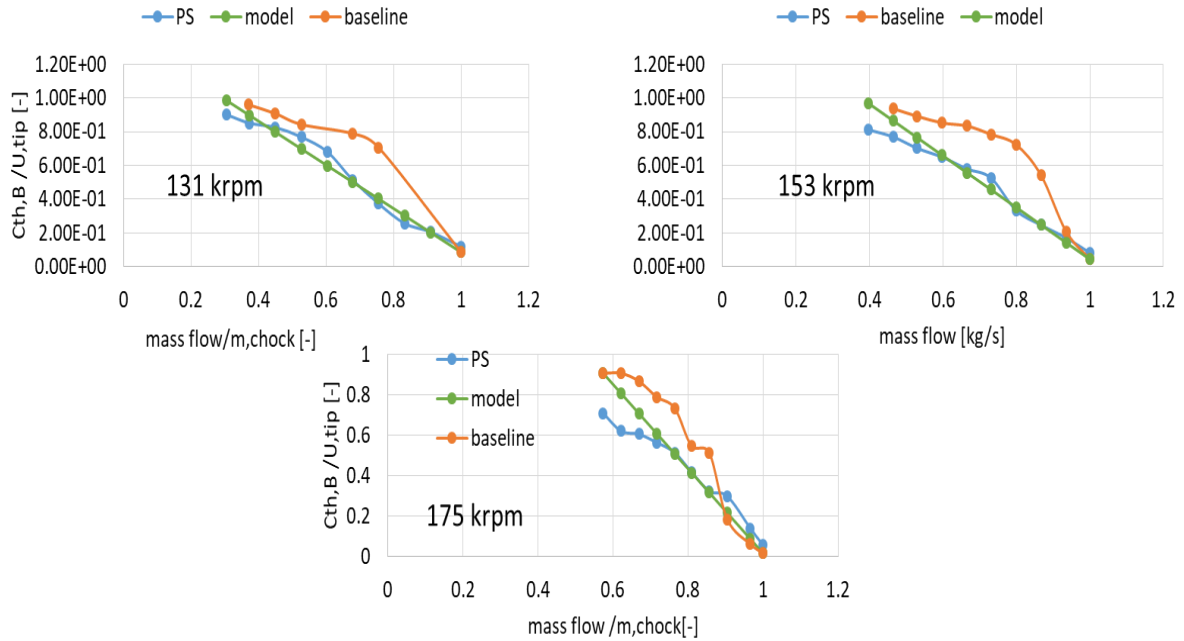


Figura 6.29: Confronto dei risultati ottenuti per la sezione B via il modello con i dati reali in ogni isogiro

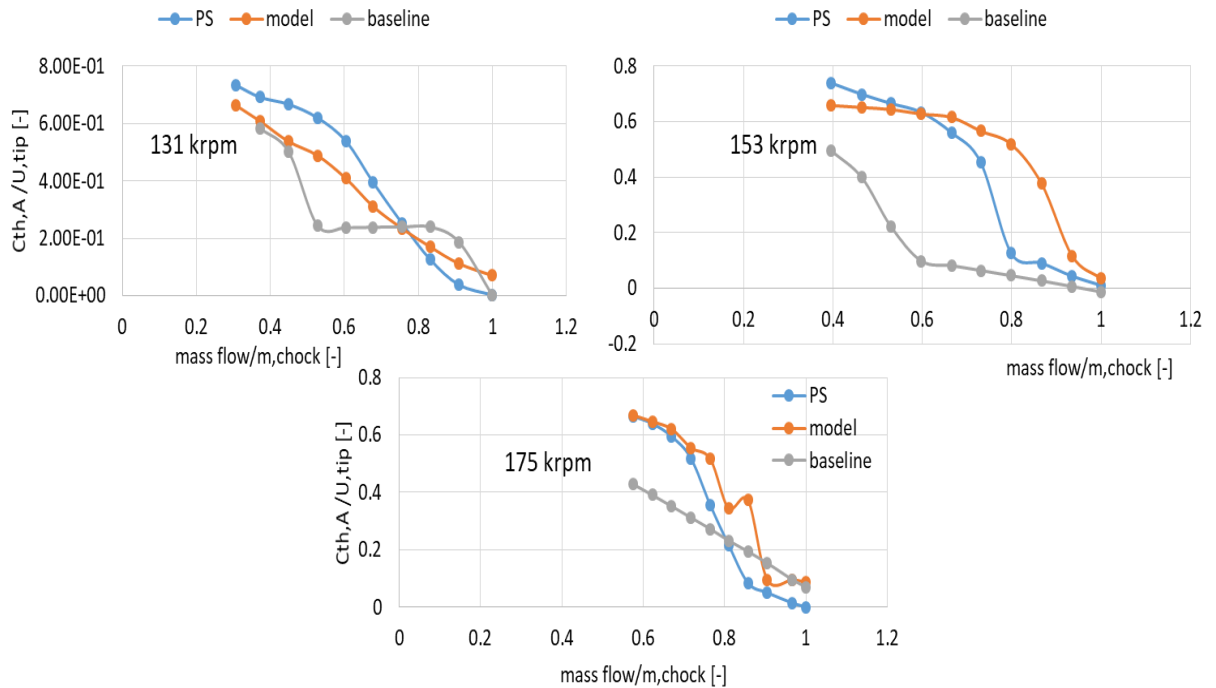


Figura 6.30: Confronto della velocità tangenziale nella sezione A ottenuti mediante il modello con i dati reali in ogni isogiro

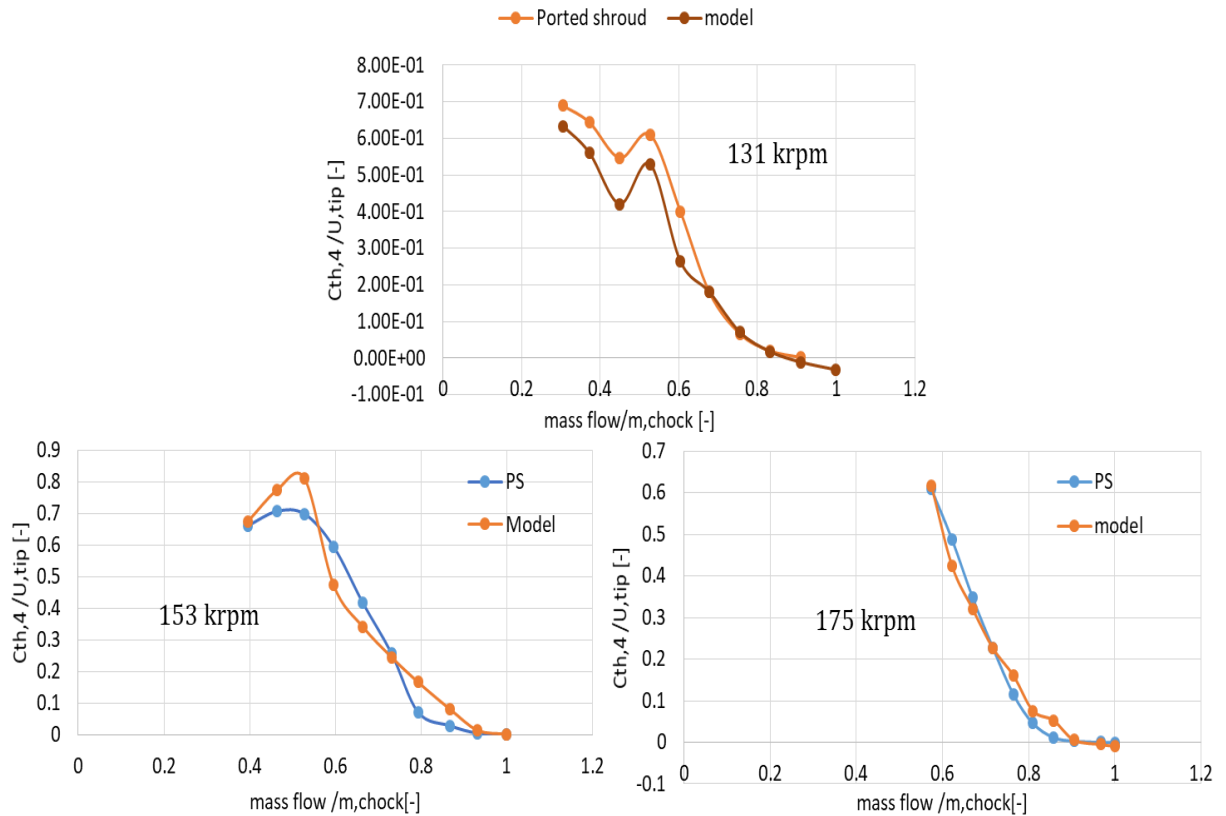


Figura 6.31: Confronto dei risultati ottenuti mediante il modello con i dati CFD in ogni isogiro

Qualitativamente i risultati ottenuti con il processo analitico sono in perfetto accordo con la realtà. Quantitativamente si nota uno scostamento tra i dati del ported shroud e quelli del modello che diminuisce fino a quasi azzerarsi all'aumentare del regime di rotazione del compressore.

Per stimare l'impatto dell'errore nei valori ottenuti mediante il modello analitico, si è voluto confrontare, nella sezione 4, il valore della velocità tangenziale assoluta calcolato con il modello analitico, rispetto al valore calcolato col modello CFD completo (con ported shroud).

### 6.3 Validazione del modello

Il confronto delle velocità tangenziali assolute, posizionandosi tra l'albero e la cassa nel canale, all'ingresso del dominio rotante, mostra una drastica riduzione della velocità circonferenziale rispetto al caso baseline quando è attiva la cavità (fig.6.31).

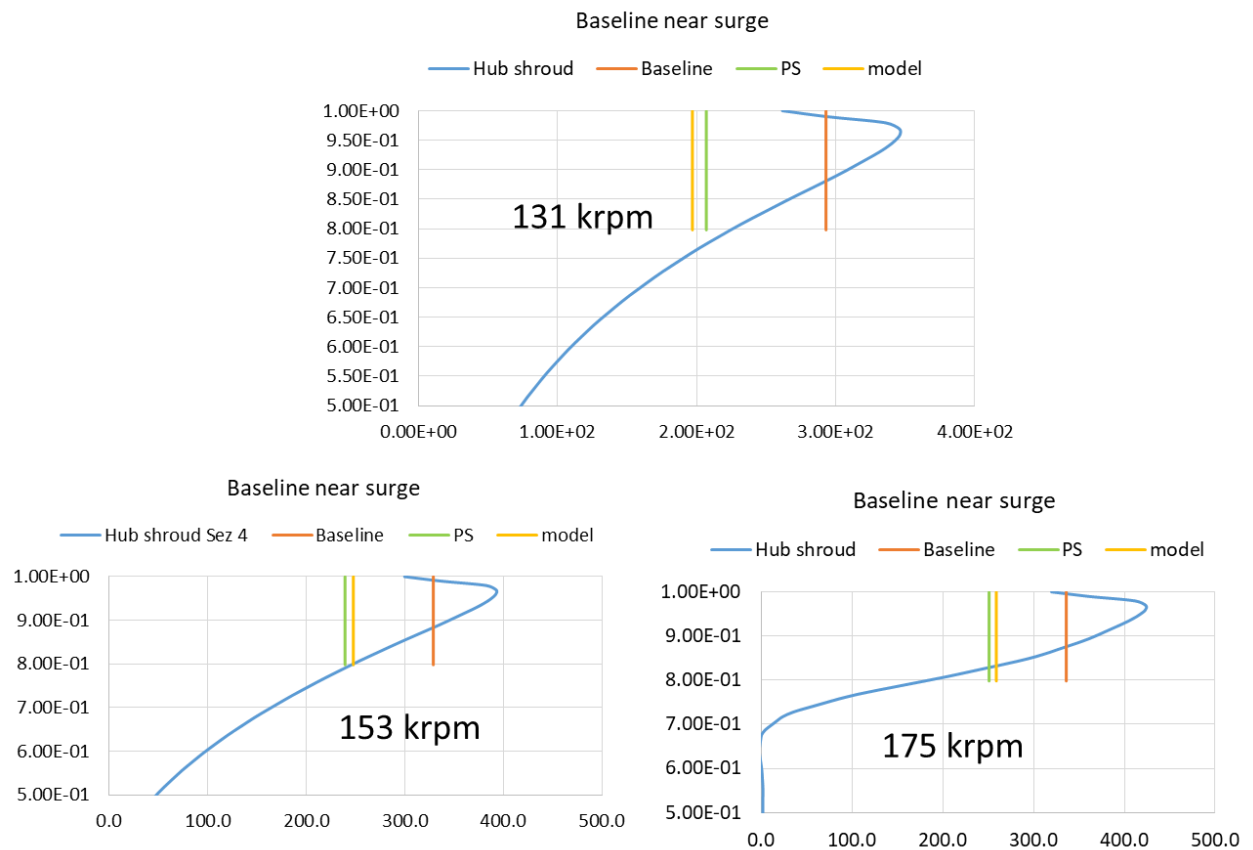


Figura 6.32: Validazione del modello evidenziando l'errore commesso rispetto ai dati CFD

In generale, il modello analitico sovrastima l'effetto che una cavità può indurre in un compressore baseline a bassa velocità ( $Mu$ , tip  $<1$ ) mentre l'accordo è buono per alto regime di velocità. Nei punti di surge, è stato valutato l'errore commesso dal modello rispetto alla realtà. Il valore massimo dell'errore ammonta a circa 11%.

## 6.4 Applicazione del modello su cavità diversa

Senza cambiare il compressore baseline, è stato applicato il modello analitico su una nuova cavità come mostrato dalla figura 6.32. Rimane invariata la connessione di ingresso e di uscita del flusso nella cavità nuova e in quella vecchia.

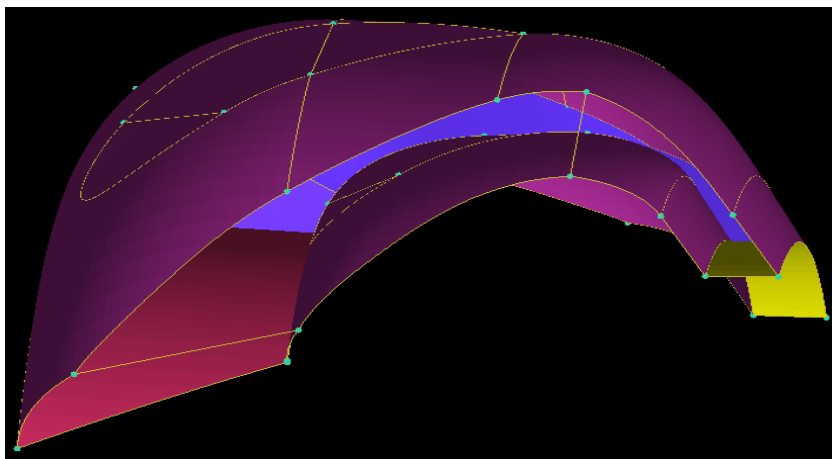


Figura 6.33: Geometria della nuova cavità

Poiché il compressore baseline è quello precedentemente utilizzato, per applicare il modello analitico, è sufficiente ricavare la portata e la velocità tangenziale assoluta del flusso ricircolato mediante le regressioni che rappresentano le curve caratteristiche della nuova cavità.

Dopo aver seguito i vari passi necessari per trovare le proprietà del flusso ricircolato, i valori della velocità tangenziale nella sezione 4 ottenuti mediante il modello sono stati confrontati con quelli ottenuti con la CFD. La figura 6.33 mostra il confronto tra i risultati ottenuti dal modello e i dati reali del ported shroud rilevati.

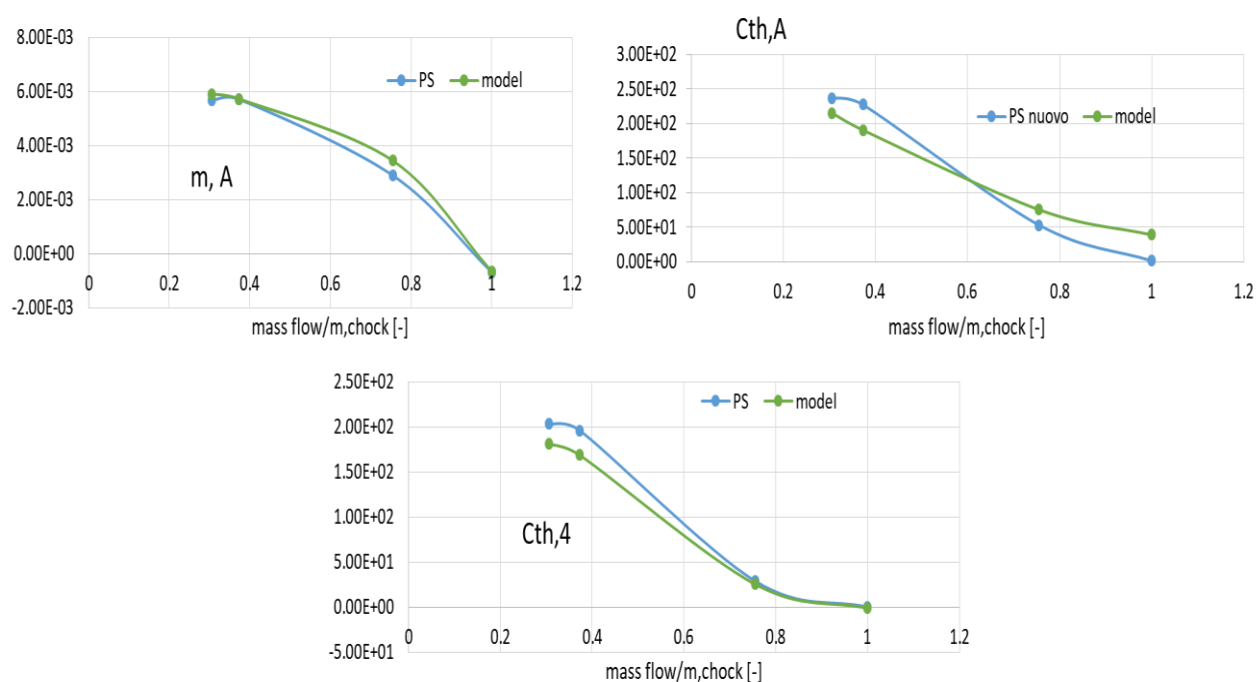


Figura 6.34: Confronto dei risultati ottenuti dal modello con i dati del ported shroud nuovo

L'andamento della distribuzione della portata ricircolata nella cavità è eccellente benché siano stati simulati pochi punti operativi. Anche per quanto riguarda le velocità tangenziali, il trend dei risultati calcolati presentano un buon accordo con la realtà fisica, e anche se ci sono degli scostamenti sono accettabili.

Oltre a modellizzare abbastanza bene la modifica della struttura di flusso, può tornare utile utilizzare il modello per scegliere la migliore cavità da associare ad un determinato compressore.

Come visto in precedenza, il compressore ported shroud possiede un range operativo maggiore del baseline perché nel punto di surge, la velocità tangenziale assoluta rilevata nella sezione 4 è più bassa. Quindi la cavità più efficace per il compressore sarà quella che possiede la più bassa velocità tangenziale assoluta. La figura 6.34 mostra il confronto delle velocità tangenziali assolute nella sezione 4 ottenute con il modello analitico.

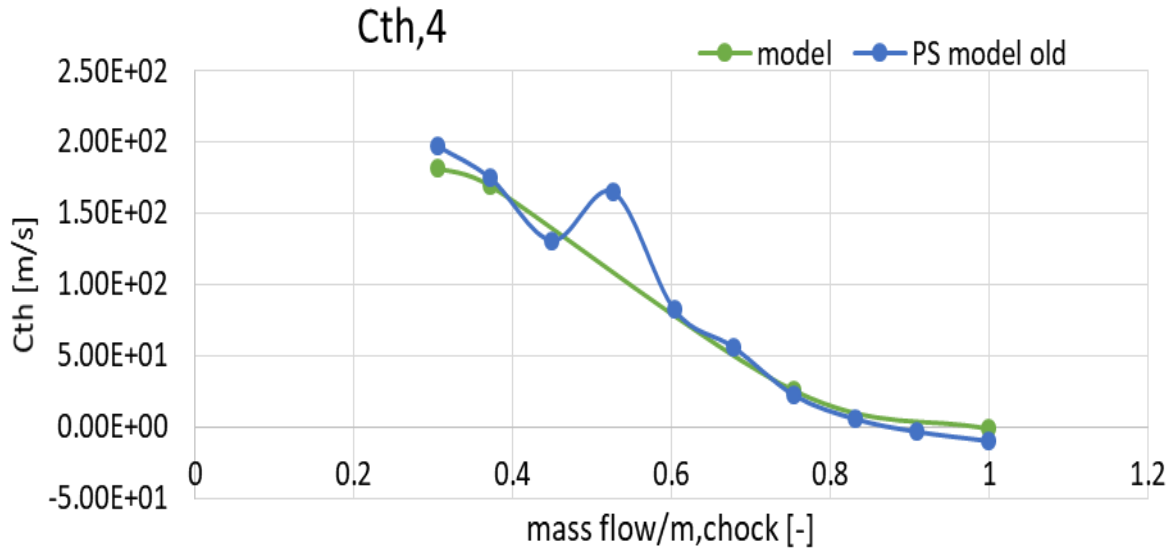


Figura 6.35: Confronto risultati ottenuti dal modello di due cavità diverse (nuova =model, vecchia= PS model Old)

Il confronto delle cavità fatto nel punto di surge indica che la cavità più adatta al compressore per una maggiore estensione del range è la nuova cavità. Tale risultato è anche stato chiaramente confermato dai calcoli elaborati con la CFD come mostrato dalla figura 6.35.

Pure nel confronto dei dati provenienti dai calcoli CFD del compressore dotato da due cavità diverse, la sezione 4 presenta una distribuzione delle velocità tangenziali assolute simile con qualche differenza. Le differenze presenti nella sezione 4 sono due. La più visibile si vede nei punti che non sono stati simulati nella nuova, mentre la seconda richiede uno zoom per essere vista. Si nota in effetti che anche nella realtà computazionale della CFD, la nuova cavità presenta una velocità tangenziale leggermente più bassa di quella vecchia. La distribuzione della velocità tangenziale assoluta determinata dal mozzo alla cassa, posizionandosi al leading edge della pala, conferma che la nuova cavità porta maggior beneficio della vecchia.

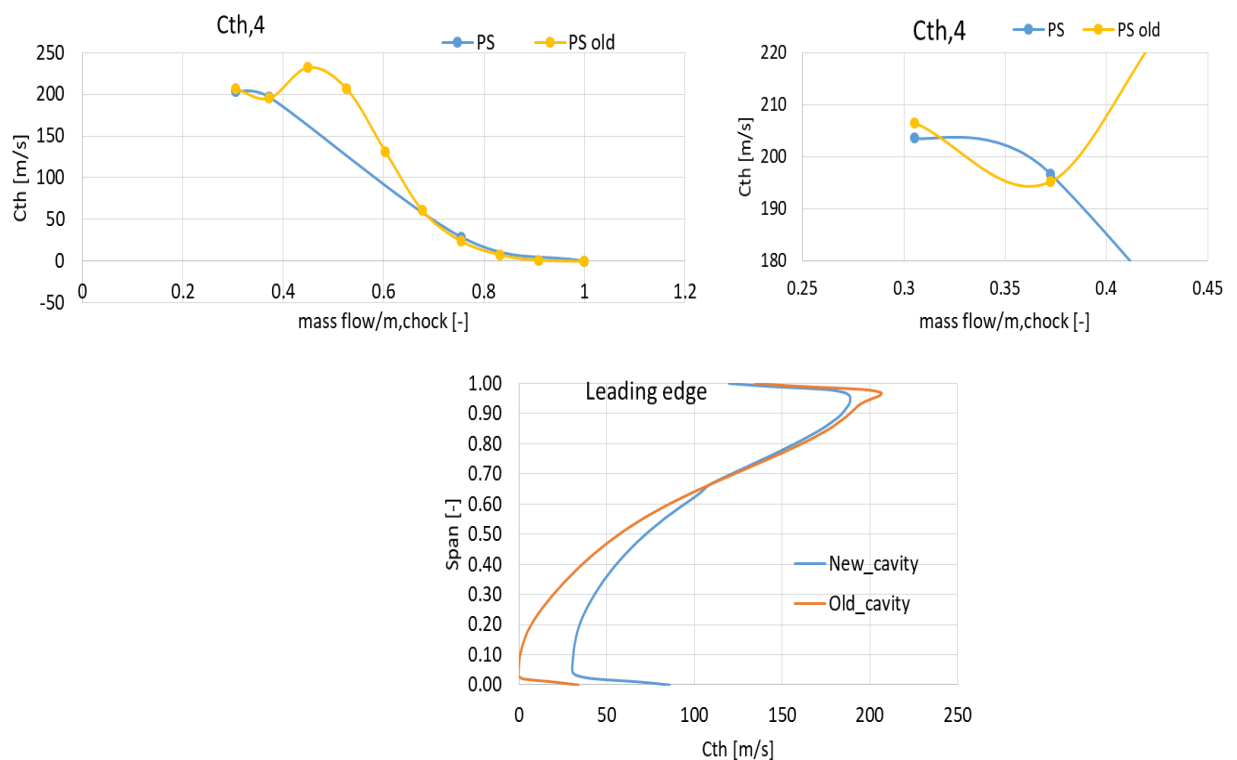


Figura 6.36: Confronto dei dati CFD della velocità tangenziale nella sezione 4 e hub-to-shroud al leading edge della pala dei compressori ported shroud dotati di cavità diversi

La figura 6.36 mostra il confronto di alcuni proprietà del flusso ricircolato nelle due diverse cavità del compressore.

Dal confronto delle velocità tangenziali all'uscita della cavità (fig.6.36 A), si intuisce che la nuova cavità sia più efficace della vecchia in quanto il flusso ricircolato dalla nuova è più vorticoso e quindi avrà più effetto sul flusso principale.

Dato che le connessioni d'ingresso del flusso nelle due cavità sono le stesse, il flusso vorticoso aspirato all'ingresso cavità, vicino alla pala, è identico per le due tipologie di cavità. La differenza delle proprietà del flusso vorticoso all'uscita delle cavità è dovuta alle perdite generate all'interno come mostra la figura 6.36 B. La cavità vecchia presenta una perdita di carico leggermente maggiore della nuova durante il funzionamento nel punto di surge. Ciò può essere dovuto al fatto che la vecchia cavità sia più voluminosa e quindi ci sia più parete che crea attrito con il flusso.

Il punto di forza della vecchia cavità risiede nella sua capacità ad aspirare tanta porta come mostra la figura 6.37.

Nonostante la portata sia più elevata nella vecchia cavità rispetto alla nuova, la nuova è quella che porta più vantaggio al compressore dato che fornisce un flusso che possiede una velocità tangenziale assoluta più ampia del vecchio.



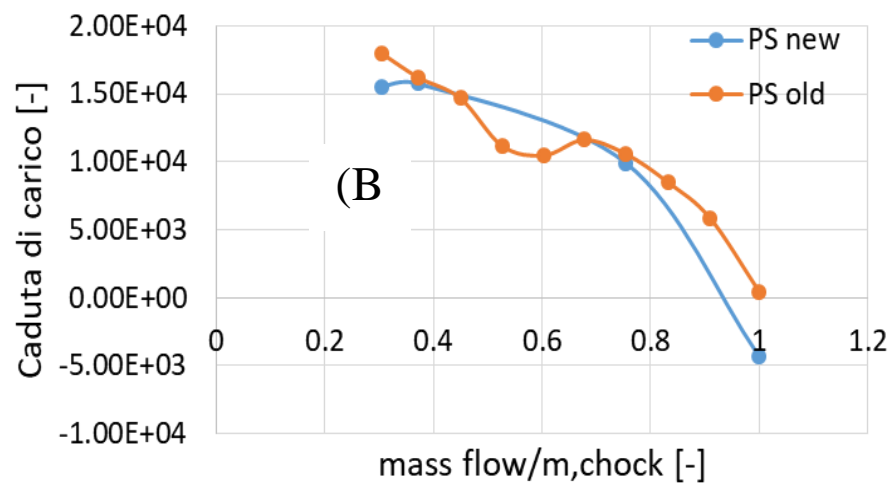
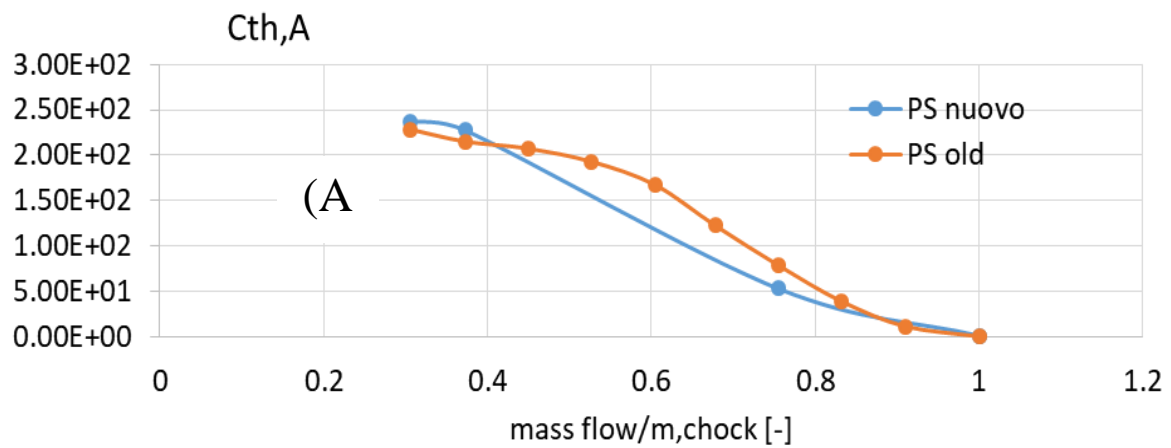
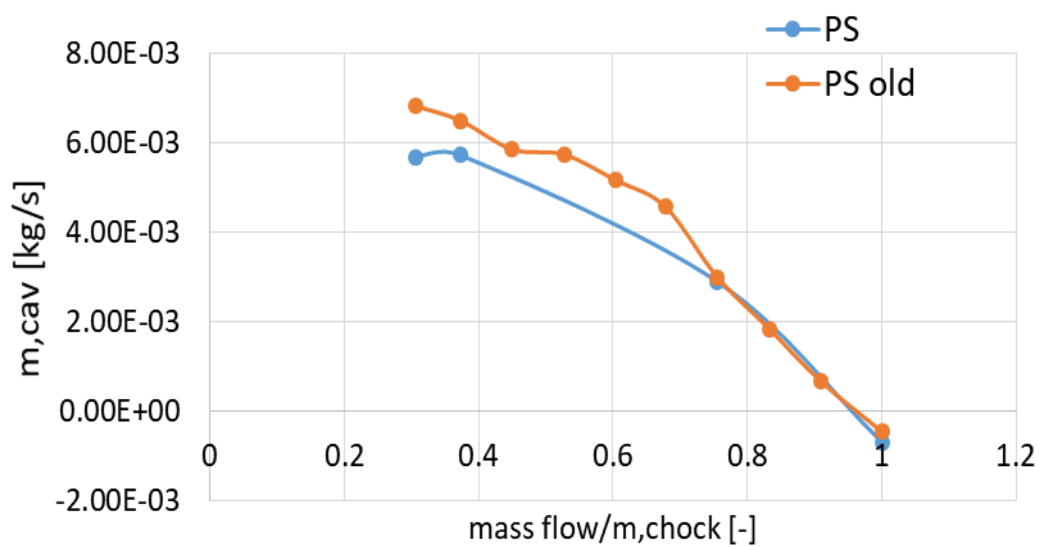
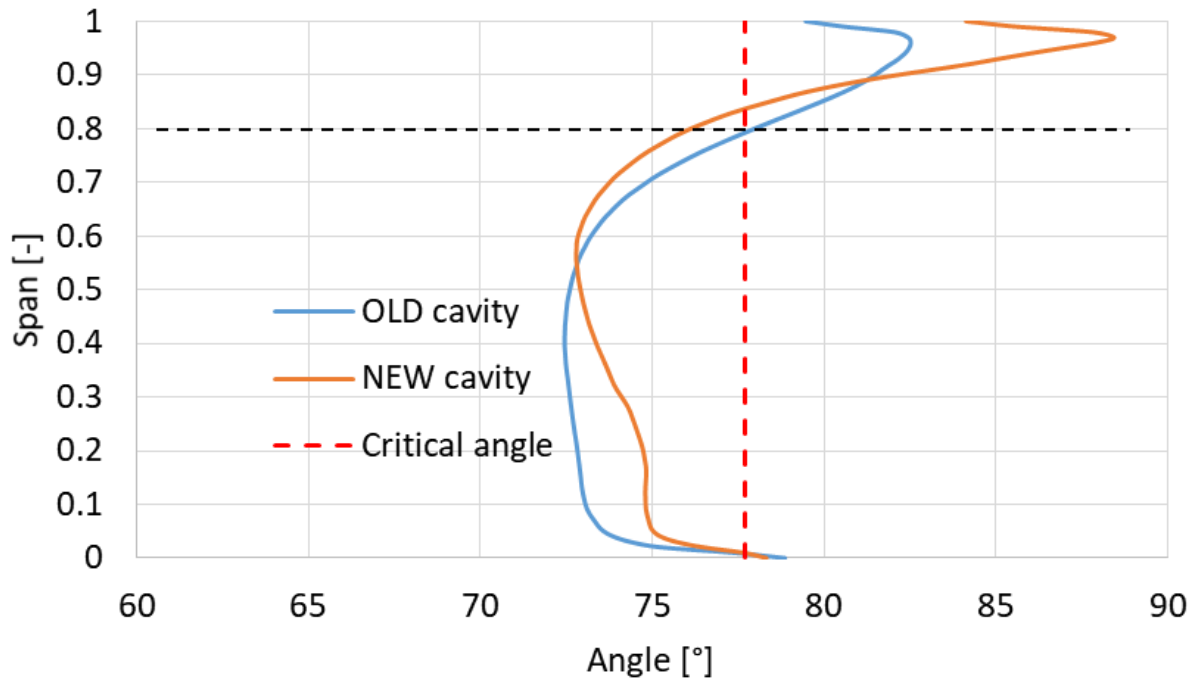


Figura 6.37: Confronto della velocità tangenziale assoluta all'uscita delle due cavità e confronto delle cadute di pressione all'interno delle cavità.



*Figura 6.38: Confronto delle portate ricirkolate nelle due cavità*

Dato che lo scarto tra le due velocità tangenziali non è troppo grande, si può intuire che il beneficio della nuova cavità non sia notevole. Il criterio dell'angolo critico presentato precedentemente lo conferma nella figura 6.38. Mentre il compressore con la vecchia cavità si trova già al limite della stabilità, la nuova cavità funziona normalmente in quel punto operativo. Tuttavia, il flusso che attraversa il diffusore al 80% dell'altezza del canale possiede un angolo molto vicino a quello critico.



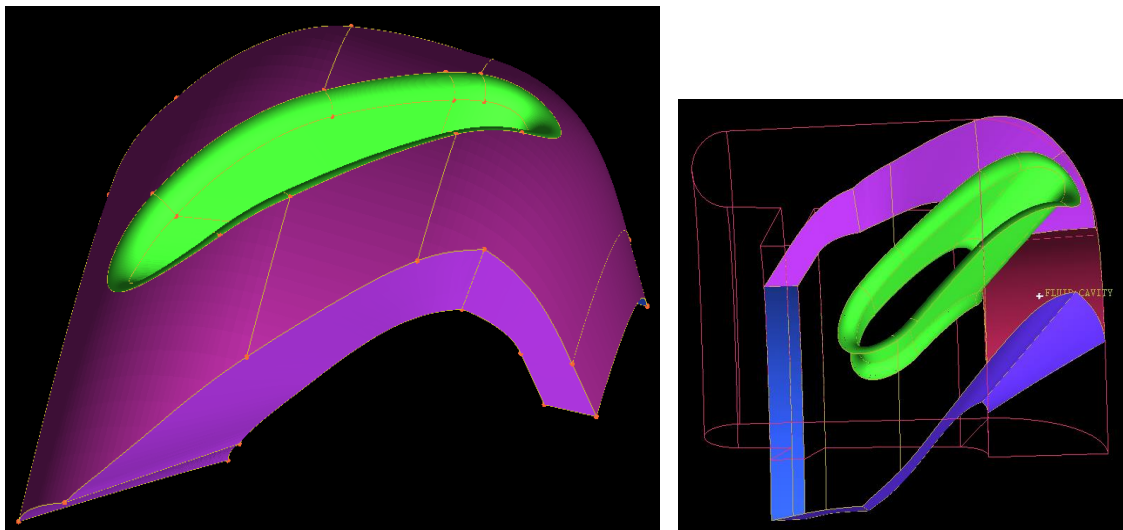
*Figura 6.39: Confronto della stabilità dei due compressore mediante l'angolo critico all'ingresso diffusore*

Rispetto al baseline, la vecchia cavità consente di ottenere una estensione del campo operativo del 10.7% mentre la nuova cavità ne aumenta del 16.7%. Ciò significa che il vantaggio (+ 5.9%) fornito dalla nuova cavità non è trascurabile in termine di estensione del campo operativo.

## Capitolo 7: Analisi dell'effetto di configurazioni di ported shroud palettati sulle prestazioni del compressore centrifugo

L'inserimento delle pale all'interno della cavità del ported shroud è un metodo spesso utilizzato per estendere il campo operativo. Ci sono poche documenti che trattano l'argomento, tuttavia, molti ricercatori affermano che questa nuova configurazione di ported shroud abbia più beneficio nell'estendere il campo operativo del compressore rispetto al caso con cavità non palettata. Nell'ottica di inquadrare il vantaggio che questa tipologia di ported shroud può introdurre nell'estensione del range operativo, le simulazioni sono state fatte ad una singola velocità di rotazione (131 krpm) e in pochi punti di funzionamento.

La figura 7.1 mostra la geometria di uno spicchio della cavità palettata. Questa cavità è stata generata a partire dalla nuova cavità studiata nel capitolo precedente. Le connessioni d'ingresso e uscita sono rimaste invariate. All'interno della cavità, la pala è stata disegnata con un angolo pari a  $50^\circ$  sia al bordo di attacco (leading edge) che al bordo di uscita (training edge).



*Figura 7.1: Geometria della cavità palettata*

I calcoli CFD sono stati effettuati mediante il Simple Model con la voluta. Per confrontare meglio questa tipologia di cavità, le condizioni al contorno che sono state adottate sono identiche a quelle del ported shroud con la cavità non palettata. Riferendosi al lavoro fatto al capitolo 6, due punti operativi sono stati impostati: il punto di surge del baseline e quello della vecchia cavità con la bolla di ricircolo.

La figura 7.2 mostra le prestazioni di tre tipologie di compressori confrontati: il Baseline, il ported shroud (PS-Normal) e il ported shroud palettato (PS-Vaned). Per motivi di riservatezza tali risultati sono stati adimensionalizzati. Tuttavia, un'analisi qualitativa ci consente di notare che il ported shroud palettato risulta meno efficiente rispetto al caso normale. Ciò è dovuto alla presenza della pala nella cavità che porta con sé altre perdite.

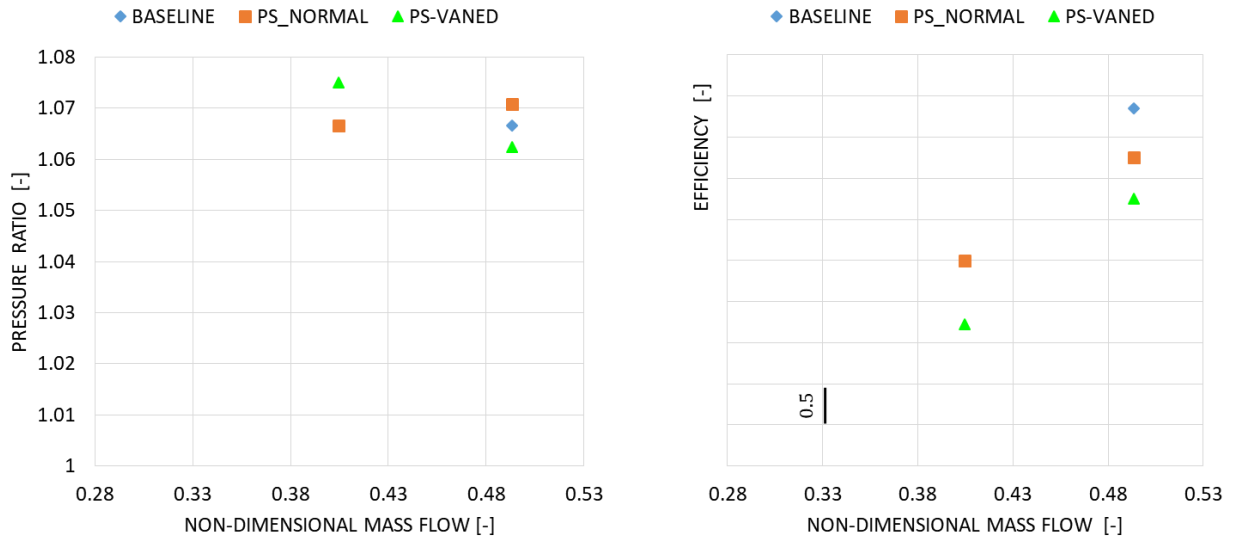


Figure 7.2: Confronto delle prestazioni dei compressori ported shroud nei punti operativi scelti

Per trovare la configurazione di cavità che può portare maggiore vantaggio, viene fatto un confronto della stabilità del flusso all'ingresso del diffusore mediante il criterio dell'angolo di flusso critico già presentato precedentemente. La figura 7.3 mostra la distribuzione dell'angolo di flusso all'ingresso del diffusore per le due tipologie di cavità.

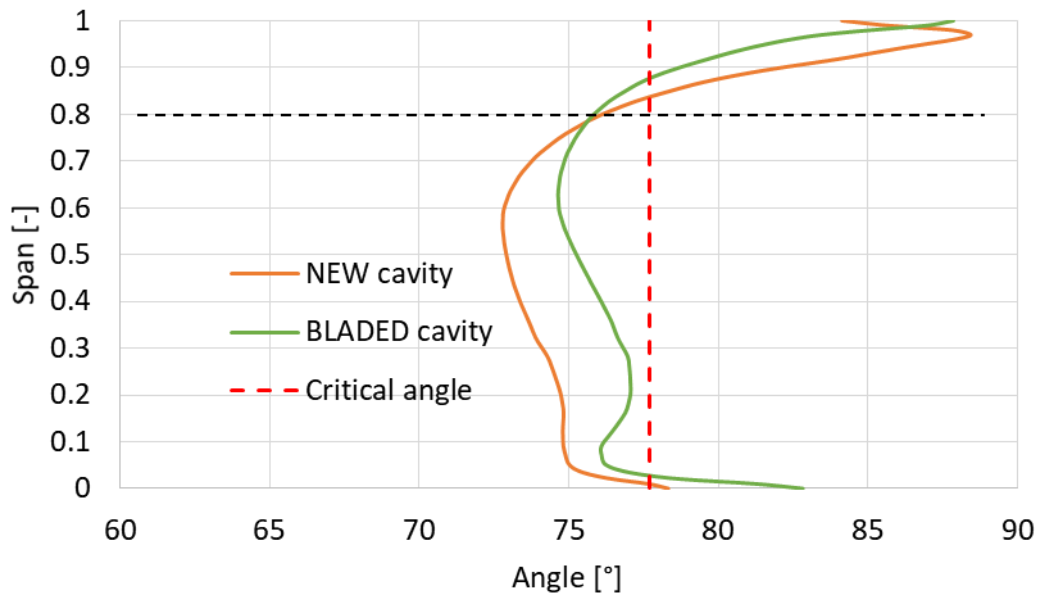


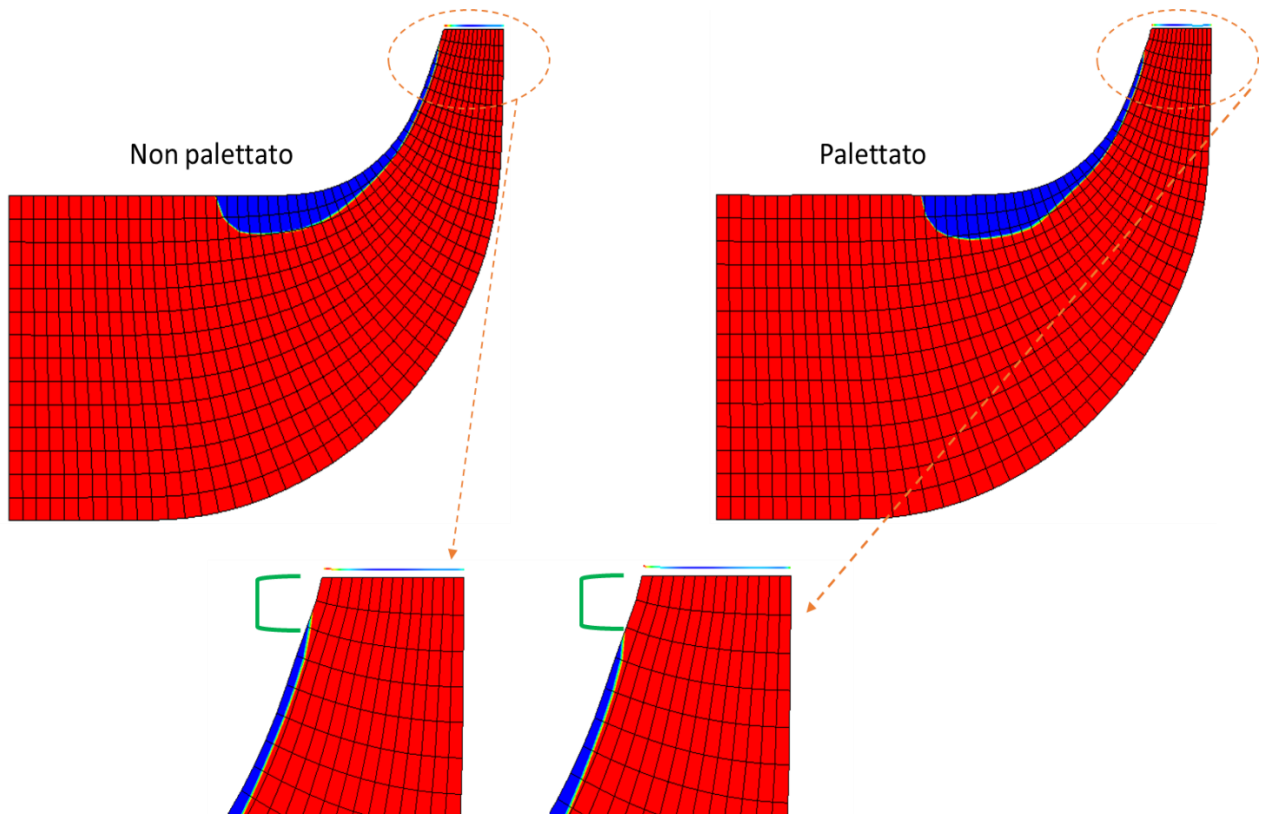
Figure 7.3: Confronto distribuzione dell'angolo di flusso all'ingresso del diffusore della cavità palettata e non nel punto di surge vecchia cavità

Applicando il criterio di stabilità sulla figura 7.3, i compressori sono entrambe stabili in quel punto operativo. Dall'80% dell'altezza del canale del diffusore fino alla cassa, l'angolo di flusso del compressore con cavità palettata (colore verde) è maggiore di quella non palettata. Di

conseguenza, si può intuire che quella tipologia possa avere maggiore margine di stabilità rispetto al caso non palettato.

Tuttavia, si nota che l'angolo di flusso all'80 % dello span del diffusore è lo stesso per entrambe le configurazioni di cavità.

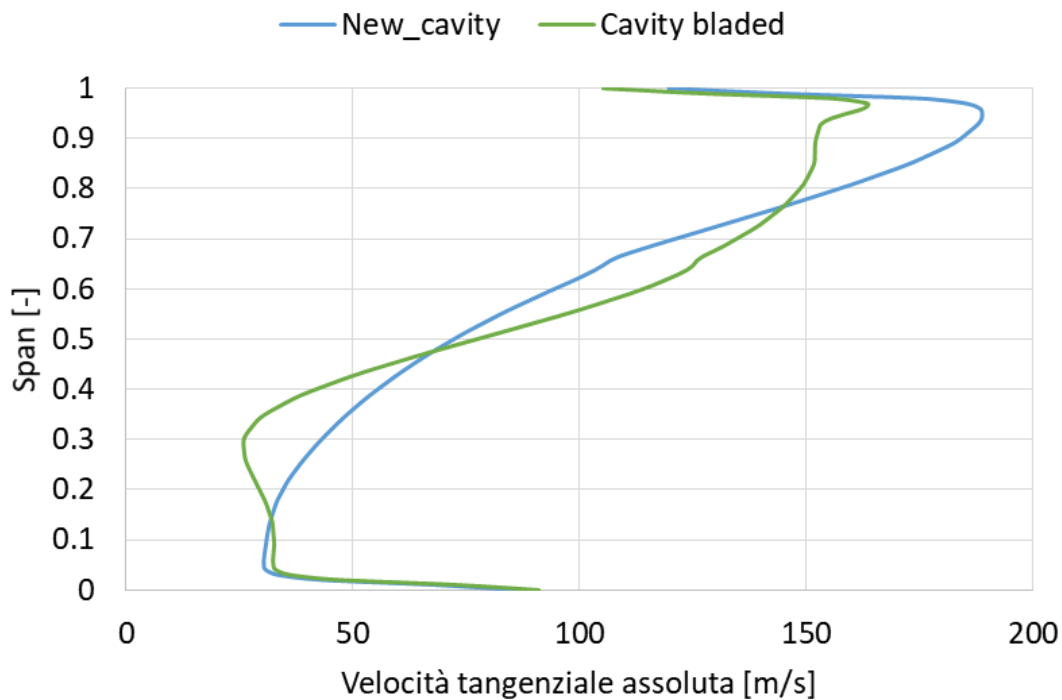
La visualizzazione del flusso nel canale meridiano (fig.7.4) mostra che il flusso nel ported shroud palettato è più ricircolato rispetto al caso non palettato.



*Figura 7.4: Struttura di flusso nel canale meridiano dei compressori ported shroud palettato e non, in blu la zona di ricircolo*

L'immagine zoomata nelle vicinanze del bordo di uscita (training edge) della pala del compressore ported shroud palettato, mostra un calo della regione occupata dal flusso a bassa quantità di moto rappresentato nella figura in colore blu. Ciò significa che c'è più ricircolo di flusso nella cavità palettata rispetto al caso senza.

Per capire meglio la struttura di flusso nel ported shroud palettato, è stato realizzato uno studio approfondito della struttura di flusso, fatto al leading edge della pala alla portata di surge del compressore ported shroud. Quel studio rivela che la struttura di flusso principale nel compressore è meno turbolenta nel compressore con la cavità palettata rispetto a quello con la cavità non palettata (fig.7.5). Quindi quel indagine conferma che il compressore palettato porta maggiore vantaggio rispetto a quello senza pala nella cavità.



*Figura 7.5: Confronto distribuzione della velocità tangenziale assoluta al leading edge della pala dei compressori ported shroud*

Il capitolo precedente ha dimostrato che il surplus di portata ricircolata ha meno impatta nella modifica del campo di flusso principale rispetto alla velocità tangenziale associata al flusso ricircolato. Allora uno studio è stato fatto dentro la cavità a questo proposito.

Nel grafico della figura 7.6, la posizione 0 indica l'ingresso della cavità (Sez B) mentre 1 indica la sua uscita (Sez A). Si nota che il flusso entra con la stessa velocità tangenziale ma all'uscita della cavità lo scostamento delle velocità tra le due configurazioni è elevato. Tale riduzione di velocità tangenziale è l'effetto delle perdite che la pala introduce nel flusso (riduzione del momento angolare).

Malgrado il fatto che la velocità tangenziale del ported shroud con la cavità palettata sia minore di quella senza pala, il suo effetto è maggiore rispetto alla configurazione non palettata. Ciò è dovuto al fatto che il flusso proveniente dalla cavità palettata esce contro-rotante (counter swirl) per miscelarsi con il flusso principale. Mentre nel caso di cavità senza pala, il flusso esce ruotando nella direzione della girante, perciò necessita di un'enorme velocità tangenziale per influire sul flusso principale.

Quindi la presenza della pala dentro la cavità consente di ricircolare grande quantità di flusso a bassa quantità di moto e, allo stesso momento, modifica il verso di rotazione del flusso dentro la cavità permettendo così al flusso ricircolato di miscelarsi efficacemente con il flusso principale.

Il limite operativo del ported shroud palettato non è stato cercato per mancanza di dati sperimentali con cui confrontarsi.

Ottimizzare la configurazione della palettatura all'interno della cavità potrebbe portare maggiore velocità tangenziale all'uscita della cavità e quindi consentire di estendere notevolmente il range operativo del compressore.

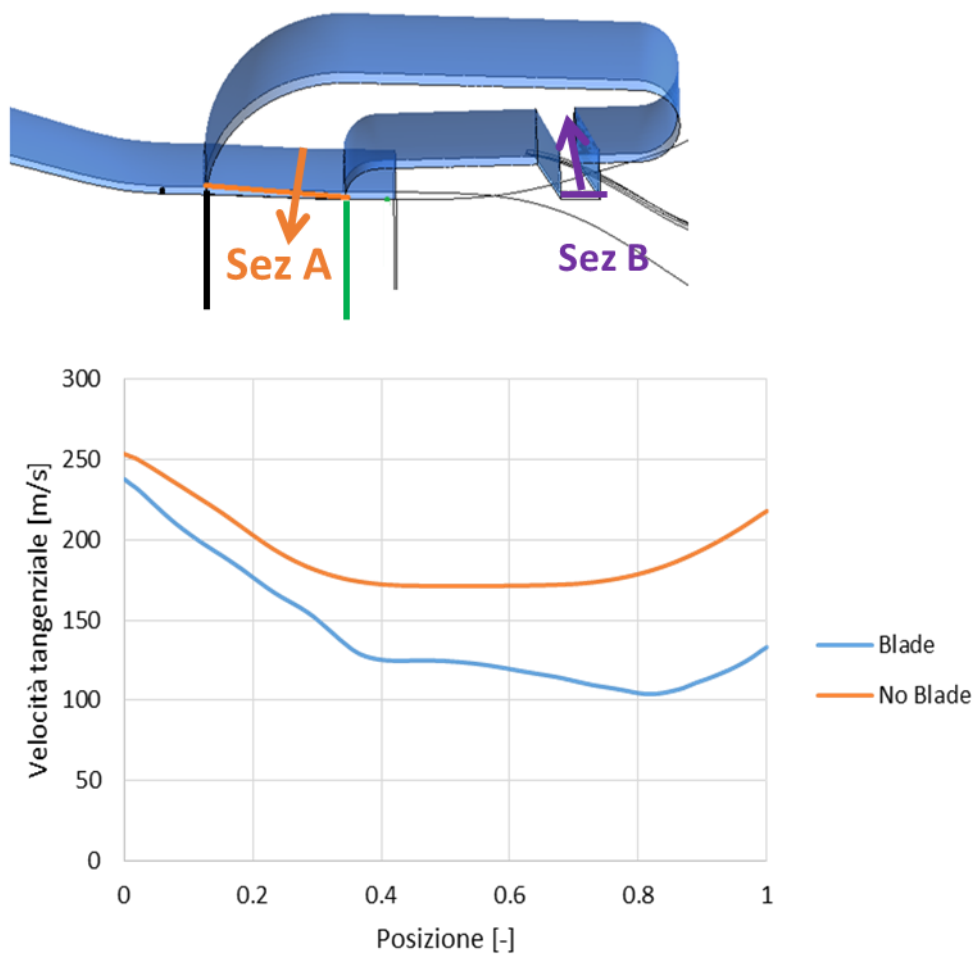


Figura 7.6: distribuzione della velocità tangenziale all'interno della cavità

## Capitolo 8: CONCLUSIONE

Nel presente lavoro sono state indagate le prestazioni dei compressori centrifughi con e senza l'installazione della cavità di ported shroud. I risultati di questi studi hanno permesso di verificare le potenzialità del ported shroud nell'estendere il limite operativo alle minime portate. I punti di near surge (in prossimità della linea di surge) sono stati determinati mediante i calcoli con il Simple model e il criterio dell'angolo critico al diffusore. I calcoli in condizioni non stazionari (unsteady) fatti in quei punti hanno confermato che il compressore funziona in modo stabile, perciò, si è ritenuto il Simple model adeguato per lo sviluppo del modello.

Un ampio database di soluzioni è stato generato mediante il Simple model per approfondire gli studi della struttura di flusso. I risultati di tali studi hanno mostrato grandi differenze della struttura di flusso al bordo di attacco della pala. Tale analisi ha permesso di evidenziare l'effetto della cavità sul flusso al leading edge del rotore. Si è notato che l'effetto della cavità si concretizza nel flusso principale con un'aggiunta di portata e, soprattutto, con un incremento di velocità tangenziale.

Con la quantificazione dell'effetto della cavità in termini di velocità tangenziale assoluta e portata ricircolata, si è messo a punto un modello semi analitico e correlativo il cui obiettivo è proprio di ricavare quei dati senza effettuare calcoli CFD.

I dati di input richiesti dal modello sono dati CFD calcolati su un compressore baseline e curve caratteristiche della cavità valutata. L'uso dei volumi di controllo messi all'ingresso e all'uscita della cavità hanno permesso, dopo aver calibrato alcune grandezze, di realizzare il modello cavità.

I risultati ottenuti con il modello presentano un errore percentuale accettabile rispetto ai dati sperimentali che tende a ridursi all'aumentare della velocità di rotazione del compressore, ed hanno consentito la validazione del modello stesso.

L'applicazione del modello su una cavità diversa ha permesso di trarre le seguenti conclusioni:

- 1) I risultati ottenuti con il modello seguono sia qualitativamente che quantitativamente i valori reali della velocità tangenziale assoluta del flusso a monte del rotore.
- 2) Mediante i risultati del modello, è possibile scegliere con facilità la cavità che porta più benefici in termini di estensione del limite operativo del compressore.

Questo modello è proposto come ausilio alla progettazione dei compressori dotati di ported shroud.

La possibilità di inserimento delle palettature all'interno del ported shroud è stata verificata e apre ulteriori possibilità di estensione del lavoro in prospettiva futura in quanto ottimizzando la geometria della pala, si pensa che sia possibile ottenere un netto aumento dell'estensione del range operativo del compressore studiato.



## Nomenclatura e simboli

A	area [m <sup>2</sup> ]
b	altezza canale [mm]
c	velocità assoluta [m/s]
$c_p$	coefficienti termici specifici a pressione costante [J/K]
$c_v$	coefficienti termici specifici a volume costante [J/K]
D	diametro [m]
e	Energia specifica
F	forza [N]
i	incidenza [°]
L	lavoro massico [J/kg]
$\dot{m}$	portata [kg/s]
Ma	numero di Mach
N	velocità di rotazione [giri/min]
p	pressione [Pa]
R,r	raggio [m]
U	velocità di trascinamento [m/s]
W	velocità relativa [m/s]
y+	distanza adimensionale dello strato limite dalla parete
Z	numero di pale
$\alpha$	angolo assoluto [°]
$\beta$	angolo relativo [°]
$\beta_{tt}$	rapporto di compressione totale
$\lambda$	numero celle
$\eta_{tt}$	Rendimento o efficienza
$\rho$	densità [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Sforzo viscoso [Pa s]
$\omega$	velocità angolare [rad/s]
$\Omega$	vorticità

## Apici e pedici

1	ingresso rotore
2	uscita rotore
4	ingresso diffusore
5	uscita diffusore
bl	blade (pala)
eq	equivalente
in	ingresso

LE	leading edge (bordo d'attacco)
TE	trailing edge (bordo d'uscita)
m	medio
out	uscita
PS	Pressure Side (intradosso)
r	Coordinata radiale
s	coordinata locale
SS	suction side (estradosso)
0, t	totale
u	periferica
z	coordinata assiale
$\theta, th$	coordinata circonferenziale
Span	distanza percentuale rispetto allo spazio tra il mozzo e la cassa